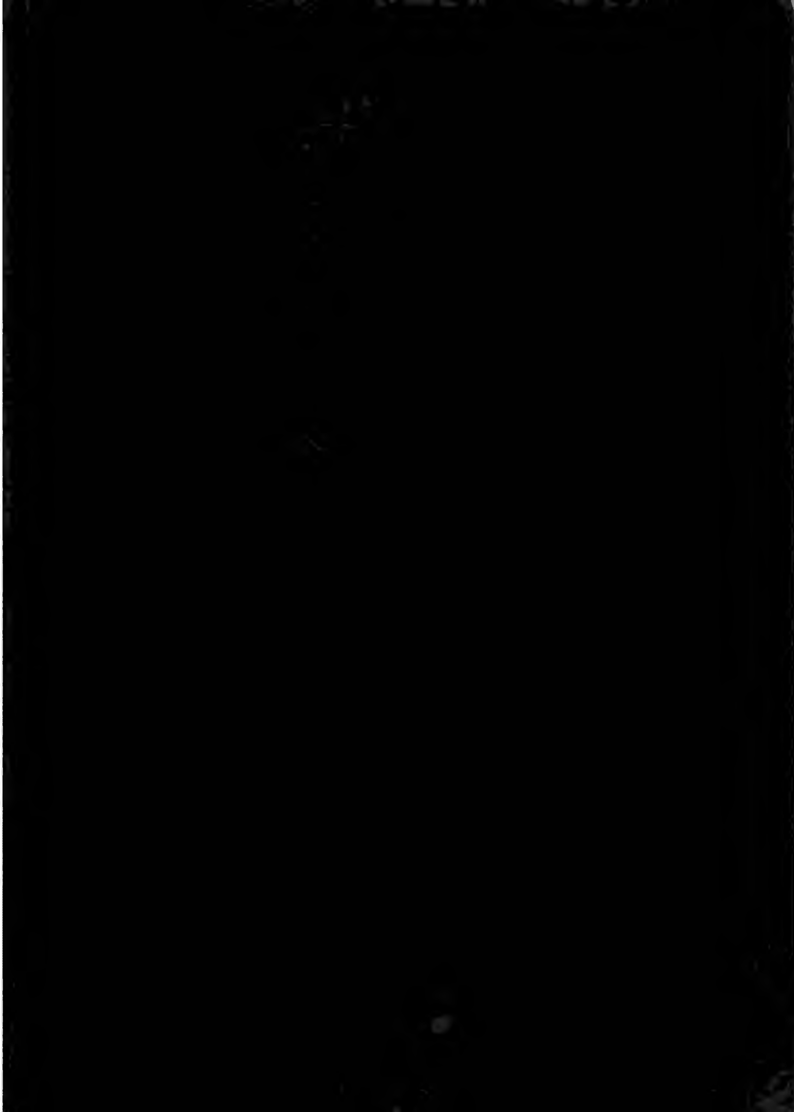
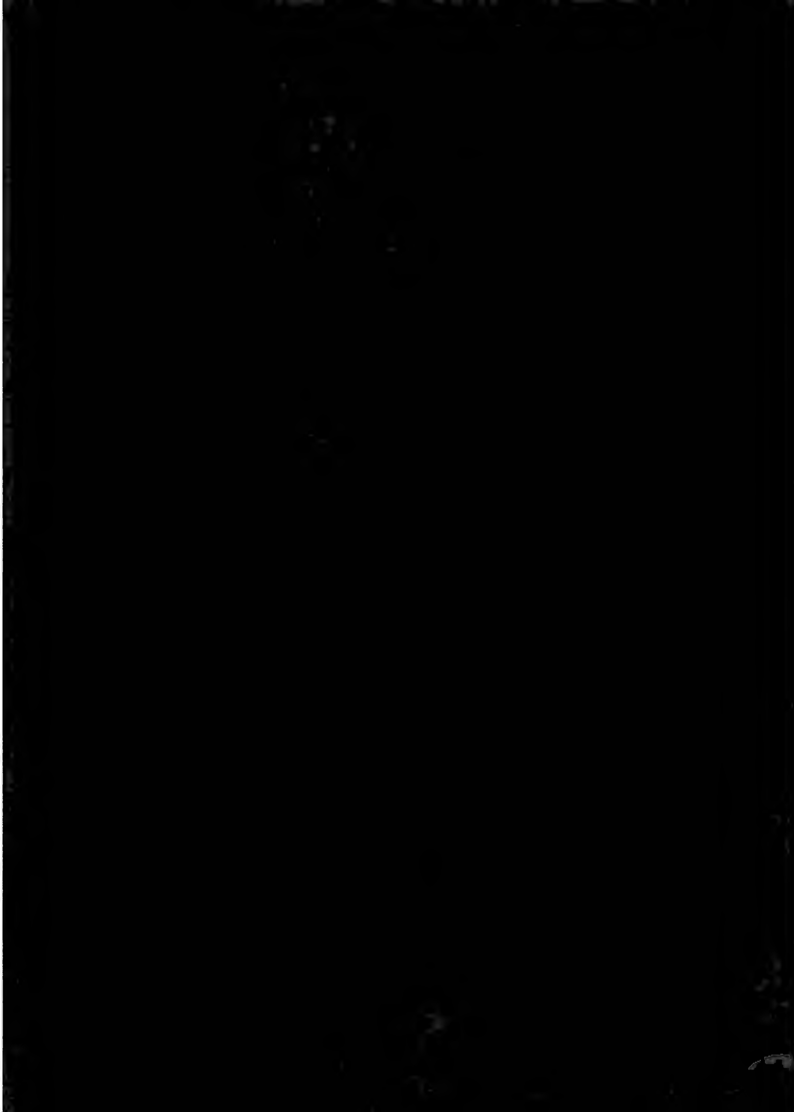


Die Werkzeugmaschinen

Hermann Fischer





I Text u. Tafeln
45,–

DIE

WERKZEUGMASCHINEN

VON

HERMANN FISCHER

GEH. REG.-RAT U. PROF. AN DER KGL. TECHN. HOCHSCHULE ZU HANNOVER

ERSTER BAND

DIE METALLBEARBEITUNGS-MASCHINEN

ZWEITE VERMEHRTE UND VERBESSERTE AUFLAGE

MIT 1545 FIGUREN IM TEXT UND AUF 50 LITHOGRAPHIERTEN TAFELN



BERLIN

VERLAG VON JULIUS SPRINGER

1905.

Druck von Oscar Brandstetter in Leipzig.

Vorwort zur ersten Auflage.

Bei Bearbeitung vorliegenden Buches bin ich bestrebt gewesen, auf dem Gebiet des Werkzeugmaschinenbaues zu freiem Entwerfen anzuregen, und so dem einfachen Nachahmen gegebener Vorbilder entgegenzuarbeiten. Bekannte bewährte Ausführungen werden zwar immer einen gewissen Einfluß beim Neuentwerfen ausüben, und dieser Einfluß ist berechtigt, soweit Aufgaben vorliegen, welche den jener Ausführungen nahe verwandt sind. Er darf aber nicht so weit gehen, daß er blind macht gegen die besonderen Umstände, welche die neuen Aufgaben begleiten.

Das freie Entwerfen erfordert zunächst richtiges Erkennen der Aufgabe und ferner Kenntnis der Mittel, durch welche die einzelnen Zwecke erreicht werden können. Ein und derselbe Zweck ist auf verschiedenen Wegen zu erzielen; die Kenntnis der verfügbaren Mittel muß umfassend genug sein, um zum Abwägen ihrer Vorteile bzw. Mängel gegenüber den besonderen, die Aufgabe begleitenden Umständen zu befähigen. Um das zu erleichtern, sind — so viel als möglich — die Arbeitsvorgänge, die den Werkzeugen entgegentretenden Widerstände, die Bewegungs- und Führungsmittel sowie der Gesamtaufbau der Maschinen gesondert behandelt. Meines Wissens ist die vorliegende Anordnung des Stoffes neu; es ist deshalb möglich, daß sie — wie alles Neue — verbesserungsfähig ist. Es würde mich freuen, wenn die vorliegende Arbeit zu einer erfolgreichen Erörterung der Frage Anlaß gäbe, welche Darstellungsform für ein Buch über Werkzeugmaschinenkunde die zweckmäßigste ist.

Als Ideal des Entwerfens irgendwelcher Maschine ist zu bezeichnen, daß gleichzeitig die zu ihrer Ausführung erforderlichen Hilfsmittel entworfen werden. Manche Formen, manche Einrichtungen der ersteren Maschine fallen einfacher oder herstellbarer aus, wenn der Entwerfende genötigt ist, auch die zugehörigen Werkzeugmaschinen und dgl. anzugeben, also sich völlige Klarheit über die Ausführung der Maschine zu schaffen, um welche es sich in erster Linie handelt. Der heutige Maschinenbau hat nicht allein bestimmten Zwecken dienende Maschinen in guter Ausführung herzustellen, sondern auch sie möglichst billig zu liefern. Das bedingt, den Entwurf der Maschine im Einklang mit den Mitteln aufzustellen, welche zur Ausführung dienen.

In manchen Fällen wird so vorgegangen, wie vorhin als erstrebenswert angegeben ist, daß nämlich das Geforderte und das zu seiner Erzeugung Dienende von derselben Person gleichzeitig entworfen wird. Dann muß dieser Ingenieur den in Frage kommenden Teil des Werkzeugmaschinenwesens voll beherrschen.

In weit mehr Fällen sind diese beiden Aufgaben von verschiedenen, vielleicht weit voneinander entfernt wohnenden Männern zu lösen.

Es übersteigt oft die Kraft des einzelnen, beide Dinge völlig zu beherrschen, so daß der nötige Einklang durch Hand in Hand gehen zweier oder gar mehrerer Personen, die je für sich einen Teil bearbeiten, angestrebt werden muß.

Diese notwendige Verständigung setzt bei jedem, der in das Bereich seines besondern Fachs fallende Maschinen mit Erfolg entwerfen will, allgemeine Kenntnis des Werkzeugmaschinenwesens voraus, ja verlangt, daß manche Teile desselben ihm ziemlich geläufig sind.

Ich glaube, daß die von mir gewählte Anordnung des Stoffes in beiden Fällen das Herausheben derjenigen Dinge, die im Einzelfalle in Frage kommen, wesentlich erleichtert gegenüber dem Verfahren, nach welchem die einzelnen Maschinen in voller Breite beschrieben werden.

Für Studierende dürfte die Zergliederung des Stoffes unbedingt nötig sein.

Den Vorträgen über Werkzeugmaschinenbau wird — gegenüber dem gewaltigen Umfange des Gebietes — sehr wenig Zeit gewährt. Es soll nun das Buch zur Ergänzung der Vorträge dienen, einerseits durch seine vorsichtig ausgewählten Abbildungen nebst kurzen Beschreibungen, anderseits durch Unterlagen und Angaben für die Berechnung der Abmessungen.

Es würden nun die angeführten Zwecke des Buches — als Handbuch für den Werkzeugmaschinenbauer und Ingenieure anderer maschinentechnischer Gebiete, sowie als Ergänzungsbuch für Vorträge über Werkzeugmaschinenkunde zu dienen — am besten durch ausführliche Erörterung aller Zweige des Werkzeugmaschinenbaues erreicht werden, wenn nicht hierdurch sein Preis ein für die Mehrzahl der Beteiligten viel zu hoher werden würde. Ich habe deshalb, wie in der „Einleitung" hervorgehoben ist, die Grenzen des bearbeiteten Gebietes enger ziehen und mich knappsten Ausdrucks bedienen müssen. Ich bitte diejenigen Leser, die eine größere Breite der Darstellung wünschen, den angeführten, die Kürze gebietenden Umstand berücksichtigen zu wollen.

Der Werkzeugmaschinenbau schreitet rasch vorwärts, Maschinen, welche vor wenigen Jahren in Zeitschriften als neu beschrieben worden sind, findet man zum Teil heute durch andere, noch nicht veröffentlichte überholt. Um möglichst zeitgemäße Beispiele zu bekommen, wandte ich mich an mehrere Werkzeugmaschinenfabrikanten mit der Bitte um Zeichnungen solcher von ihnen ausgeführter neuerer Maschinen, welche sich bewährt haben. Manche verhielten sich ablehnend, aber eine Anzahl der namhaftesten Firmen hat mich reich unterstützt, wovon das vorliegende Buch Kunde gibt. Ich danke den Inhabern dieser Firmen auch an diesem Orte; ich glaube solches im Namen des deutschen Werkzeugmaschinenbaues tun zu dürfen, da die hochherzige Freigabe der Abbildungen diesem zugute kommt.

Im übrigen bitte ich um milde Beurteilung meiner Arbeit.

Hannover, im Februar 1900.

Hermann Fischer.

Vorwort zur zweiten Auflage.

Die ausnahmslos günstige Beurteilung, welche die erste Auflage dieses Buches erfahren hat (vgl. Z. f. W. 5. Juli 1900, S. 439, 5. Okt. 1900, S. 14; Amer. Machinist, 19. April 1900; Prakt. Masch.-Konstr. 24. Mai 1900; Z. 24. Juni 1900, S. 786; Le génie civil, 29. Dez. 1900) einerseits, der rasche Verkauf des Buches anderseits haben mich in der Ansicht bestärkt, daß ich im wesentlichen das Richtige getroffen habe, und mich bestimmt, seine Anordnung unverändert zu lassen.

Es sind jedoch einige Fehler ausgemerzt und ferner die vielfachen Neuerungen der letzten Jahre so viel wie möglich berücksichtigt. Es sollte der Umfang des Buches nicht erheblich größer werden, weshalb die Neuerungen nur in einzelnen Beispielen Aufnahme finden konnten, in der Mehrzahl aber durch Quellenangaben berücksichtigt wurden. Trotzdem mußte — um Raum zu gewinnen — manches Beispiel der ersten Auflage zurücktreten.

Aus gleichem Grunde sind bei der Quellenangabe Kürzungen vorgenommen, indem die sehr häufig angezogenen:

Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure einfach mit **Z.**,

Zeitschrift für Werkzeugmaschinen und Werkzeuge einfach mit **Z. f. W.**

bezeichnet sind.

Möge die neue Auflage eine ebenso wohlwollende Aufnahme finden, wie sie der ersten Auflage zuteil geworden ist!

Hannover, im September 1904.

Hermann Fischer.

Inhaltsverzeichnis.

II. Teil.

Scheren und Durchschnitte.

III. Teil.

Schmiedemaschinen.

IV. Teil.

Maschinen zum Herstellen der Gußformen.

Einleitung.

Der Sprachgebrauch bezeichnet mit **Werkzeugmaschinen** (machine tools, machines outils) in erster Linie die zur Bearbeitung der Metalle dienenden Maschinen in dem Umfange, wie sie in Maschinenfabriken, Kesselschmieden u. dgl. vorkommen. Hin und wieder werden auch die bei Verarbeitung des Holzes zum Ersatz der Handwerkzeuge dienenden Maschinen zu den Werkzeugmaschinen gerechnet, häufiger aber einfach **Holzbearbeitungsmaschinen** genannt. Die Maschinen zur Bearbeitung der Steine, des Tones oder gar der Faserstoffe zählt niemand zu den Werkzeugmaschinen.

Da eine genaue Umschreibung dessen, was unter dem Sammelnamen: Werkzeugmaschinen zusammenzufassen ist, fehlt, so ist man berechtigt, nach eigenem Ermessen zu wählen. Ich gedenke zunächst die Metallbearbeitungsmaschinen, soweit diese nicht ausschließlich in das Gebiet des Hüttenwesens fallen oder zur Erzeugung der sogenannten Kurzwaren dienen, zu erörtern und die Holzbearbeitungsmaschinen in einem zweiten Band folgen zu lassen.

Für die Metallbearbeitung gelten im vorliegenden Sinne als Rohstoffe:
die schmelzbaren Metalle und Legierungen, und
die durch Schmieden und Walzen in den Hüttenwerken erzeugten stab- oder plattförmigen Metalle,
als Erzeugnisse: Maschinenteile und Teile fester Bauwerke.

Wie die Metallbearbeitung überhaupt, so zerfällt auch die durch Werkzeugmaschinen bewirkte in zwei große Gruppen: die eine benutzt die Bildsamkeit, die andere die Teilbarkeit der Metalle. Die der zweiten Gruppe zugehörigen Maschinen zerlegen die Metalle entweder in größere Stücke (Scheren, Durchschnitte, kneipend wirkende Maschinen) oder sie erzielen die geforderte Gestalt durch Spanabheben.

Hiernach soll die Haupteinteilung des ersten Bandes vorgenommen werden, in dem behandeln wird der

1. Teil die spanabhebenden Werkzeugmaschinen,
2. Teil die Scheren und Durchschnitte,
3. Teil die bildsam umgestaltenden Maschinen.

Der wichtigste Teil der Werkzeugmaschine ist das **Werkzeug**. Die Maschine hat es dem **Werkstück** oder dieses jenem entgegenzuführen, und zwar mit einer zur Überwindung der Widerstände genügenden Kraft, oft mit begrenzter Geschwindigkeit, wobei die Gestalt des bei dieser gegensätzlichen Bewegung zurückzulegenden Weges und zuweilen auch seine Länge eine ganz bestimmte ist. Behufs Hervorbringens der gegensätzlichen Bewegung von Werkzeug und Werkstück ist das Werkzeug an der Maschine zu befestigen, wenn es nicht ohne weiteres in dieser aufgeht (vgl. z. B. die Blechbiegemaschine), wie auch eine geeignete Verbindung der Maschine mit dem Werkstück stattzufinden hat. So gliedert sich der zu behandelnde Stoff weiter wie folgt:

I. Eigentliche Werkzeuge und deren Wirkungsart;
II. Mittel, welche die Gestalt der gegensätzlichen Wege zwischen Werkzeug und Werkstück liefern;
III. Verbindungen der Werkzeuge und Werkstücke mit der Maschine;
IV. Mittel, welche die gegensätzlichen Bewegungen mit der erforderlichen Kraft, Geschwindigkeit und Wegeslänge hervorbringen;
V. Gesamtanordnung der Maschinen und ihre Gestelle.

Bei einigen der Maschinengattungen wird diese vollständige Gliederung entbehrt, so daß mehrere der Glieder zusammengefaßt werden können.

Vorab sollen folgende für den Entwurf fast aller Werkzeugmaschinen — mehr oder weniger — bedeutsamen allgemeinen Gesichtspunkte erörtert werden.

Sie beziehen sich A. auf den die Maschine bedienenden Arbeiter, B. die Standhaftigkeit und C. den Antrieb der Maschinen.

A. **Die Bedienung der Maschine** zerfällt in das Vorlegen, bzw. Auf- oder Einspannen und das Fortnehmen der Werkstücke, in dem Beobachten der Arbeit und dem Steuern der Maschine. Man wird allgemein fordern müssen, daß durch diese Bedienung die eigentliche Arbeitszeit der Maschine möglichst wenig beschränkt wird, daß sie die physischen Kräfte des Arbeiters nicht übermäßig beansprucht, mit Leuten mittlerer Befähigung befriedigend durchgeführt werden kann und Gefährdung der Gesundheit oder gar des Lebens der Arbeiter möglichst vermieden wird.

Weiter unten werden an mehreren Stellen die Grundsätze eingehend zur Erörterung gelangen, nach welchen beim Vorlegen, Ein- oder Aufspannen verfahren werden muß, um die erforderliche Genauigkeit der Arbeit zu sichern. Es werden dabei auch Mittel genannt werden, welche die Raschheit dieser Arbeiten sowie des Ablegens zu förden vermögen. Sie sind verschieden je nach Art der Werkstücke und der zu ihrer Bearbeitung dienenden Maschinen. Das gleiche gilt von den Mitteln, welche bezwecken, die Werkstücke da hinzubringen, wo sie befestigt werden sollen und den anderen, welche ihrer Hinwegräumung dienen. Diese stehen indessen in loserem Zusammenhange mit den Maschinen als jene, und können deshalb im vorliegenden Buche nicht mit gleicher Ausführlichkeit behandelt werden, weshalb von ihnen nur im allgemeinen die Rede sein soll.

Der Zeitaufwand für das Vorlegen und Abnehmen spielt, ebenso wie der Zeitverbrauch für das Befestigen und Lösen der Werkstücke, namentlich dann eine Rolle, wenn die für die eigentliche Bearbeitung zu verwen-

dende Zeit eine kurze ist. Es können oft geringfügige Einrichtungen zur Abkürzung jener Zeit dienen. Bei kleinen Werkstücken, die ohne weiteres mittels der Hand vor- und abgelegt werden, ist der Ort, von dem die vorzulegenden Stücke entnommen, und der zweite, wohin die bearbeiteten Stücke abgelegt werden, nicht selten von Bedeutung. Liegen diese Orte bequem, handlich, so kann der Arbeiter das Vor- und Ablegen dauernd rasch bewirken, liegen sie unbequem, so ermüdet der Arbeiter vorzeitig, die Arbeit verläuft langsamer oder es werden häufiger Pausen gemacht. Muß der Arbeiter wegen des Gewichts der Stücke seine volle Kraft einsetzen, so ist noch wichtiger, das Vor- und Ablegen möglichst bequem zu machen. Und das ist nicht selten kostenlos zu erreichen, wenn beim Entwurf mit der nötigen Umsicht verfahren wird. Es lassen sich hierfür keine weiteren Anweisungen geben, vielmehr ist die Aufgabe nur dadurch zu lösen, daß der Entwerfende sich ganz in die Rolle des bedienenden Arbeiters hineindenkt, dessen Tätigkeit nach Zeit und Kraftaufwand im Geiste durchführt. Dabei findet er die hinwegzuräumenden Schwierigkeiten.

Bei schweren Werkstücken entstehen oft große Zeitverluste dadurch, daß Hilfsarbeiter herbeigerufen werden müssen oder der zur Hilfeleistung bestimmte Kran zu der Zeit, wo er hier nötig ist, an anderer Stelle gebraucht wird. Wie häufig würde es sich in einem Jahr bezahlt machen, wenn man die betreffende Maschine mit eigenem Kran versähe, sei es, um Hilfsarbeiter entbehrlich, sei es, um sie von den auch anderen Maschinen dienstbaren Hebevorrichtungen unabhängig zu machen.

Das Beobachten der arbeitenden Werkzeuge, beziehungsweise der stattfindenden Bearbeitung ist eine zweite Hauptaufgabe des bedienenden Arbeiters. Es ist eigentlich selbstverständlich, daß für eine gute Beleuchtung der zu beobachtenden Stellen gesorgt werden soll, und doch ist — wie man häufig findet — nicht unnötig, hieran zu erinnern. Der Arbeiter soll nach dem, was er beobachtet, die Maschine steuern. Da finden sich denn viele, anscheinend vortrefflich durchgebildete Maschinen, bei denen der Ort, an welchem die Steuerung vorzunehmen ist, weit abliegt von der Stelle, an welcher der Erfolg dieses Steuerns beobachtet werden kann. Ja, es kommt vor, daß das Steuern an zwei oder drei von der Beobachtungsstelle und voneinander ziemlich entfernten Stellen stattfinden muß! Welche Zeitverluste sind hiermit verbunden! Welche Gefahren für Maschine und Werkstück! Nicht selten sind die Maschinen überreich mit Steuerungsmitteln versehen, welche ihr eine weitgehende Verwendbarkeit verleihen sollen. Die Benutzung dieser Steuerungsmittel ist dann tatsächlich eine begrenzte, und zwar weil der Arbeiter sie nicht zu behandeln versteht. Es ist zu viel geboten, als daß ein gewöhnlicher Arbeiter, selbst wenn dieser mit gutem Auffassungsvermögen ausgestattet und von dem besten Willen beseelt ist, die gebotenen Möglichkeiten auszunutzen vermöchte, oder es fehlt an Übersichtlichkeit, so daß manche Verstellbarkeiten vergessen und manche Mißgriffe gemacht werden.

Um gute Pflege der Maschinen zu sichern, muß große Sorgfalt auf ihre Reinlichkeit und auf die Ordnung der Hilfswerkzeuge verwendet werden. Auch hier hat der Entwerfende einzugreifen; er soll dafür sorgen, daß dem Arbeiter die Reinhaltung der Maschine und die Ordnung in den losen Hilfsmitteln leicht wird. Wenn das Schmieröl von den Lagerstellen herabfließt, wenn rein zu haltende Stellen schwer zugänglich liegen, das

Reinigen vielleicht gar mit Gefahren verknüpft ist, so wird es nicht gelingen, den Arbeiter zur Reinlichkeit zu veranlassen, und ebenso ist alles Reden und Vermahnen zur Ordnung hinfällig, wenn nicht die Aufbewahrungsstellen für die Gerätschaften planmäßig und bequem zu benutzen vorgesehen sind.

Ich habe hier die Ordnung unter den Hilfsgeräten (Ersatzstücke, Schraubenschlüssel, Wechselräder usw.) mit Vorbedacht als zu der Pflege der Maschine gehörig aufgeführt. Sie gehört zunächst hierher wegen ihrer erziehlichen Wirkung, hat aber noch eine zweite Seite, indem sie — oft beträchtliche — Zeitersparnis herbeiführt. Herrscht musterhafte Ordnung, so erfaßt der Arbeiter ohne weiteres das, was er gebraucht, fehlt die Ordnung, so muß er überlegen und suchen, was Zeit kostet. Und gelingt es ihm nicht bald, aus dem Wirrwarr das Richtige zu finden, so versucht er auch wohl mit einem ihm zufällig in die Hand kommenden anderen ähnlichen, aber weniger geeigneten Stück sein Ziel zu erreichen. —

Ebenso ist für bequeme Plätze für das Ablegen der vorübergehend nicht benutzten Stücke, und in vielen Fällen auch für Ablegeplätze, auf denen die Werkstücke vor und nach der Arbeit kurzen Aufenthalt finden können, zu sorgen.

Der Schutz der Arbeiter gegen Verletzungen kann durch nachträglich angebrachte Schutzhauben, Umzäunungen u. dgl. gewonnen werden; gebührende Berücksichtigung der entstehenden Gefahren schon beim Entwurf der Maschine führt besser zum Ziel. Nicht selten ist für den Zweck der Maschine und für die Herstellungskosten derselben gleichgültig, ob Zahnräder, Riemenrollen u. dgl. in gefahrdrohender Lage oder hinter ruhenden Maschinenteilen versteckt sich befinden. Wird aus Mangel an Umsicht des Entwerfenden der erstere Ort gewählt, so müssen Schutzmittel angewendet werden, die vielfach den Zweck nur zum Teil erfüllen, während der andere Ort die Gefahr gar nicht aufkommen lassen würde. Gar häufig lassen sich gefahrbietende bewegte Teile auf andere Weise von demjenigen Raum fernhalten, in welchen die Glieder oder Kleider des Arbeiters gelangen können, wenn rechtzeitig daran gedacht wird.

Auch hier wie bei den vorhin erörterten Umständen ist nötig, daß der Entwerfende sich voll und ganz in die Benutzungsweise der Maschine hineindenkt, sie — obgleich sie noch nicht fertig gezeichnet ist — im Geiste vor sich arbeiten sieht, um die ihr anhaftenden Fehler zu erkennen und dann auszumerzen. Wem ein solches Vorstellungsvermögen abgeht, der ist zum Entwerfen von Werkzeugmaschinen wenig geeignet.

B. Der Standhaftigkeitsgrad der Maschine ist äußerlich zu erkennen durch die Größe der Schwingungen, welche diejenigen ihrer Teile ausführen, die eigentlich ruhen, beziehungsweise nur in den ihnen vorgeschriebenen Bahnen sich bewegen sollten. Wenn diese von der elastischen Nachgiebigkeit betreffender Teile herrührenden Schwingungen sehr rasch aufeinander folgen, so spricht man vom Zittern der Maschine. Es machen sich solche Schwingungen, bzw. Zitterungen an den Werkstücken durch die Ungenauigkeit der ausgeführten Arbeit mehr oder weniger fühlbar; Aufgabe des Entwurfs ist, sie, soweit wie sie schädigend wirken, zu vermeiden.

Wenn die Beanspruchungen sich langsam ändern, so findet einfaches elastisches Ausweichen statt. Es steigern sich die widerstehenden Spannungen allmählich, bis sie den angreifenden Kräften das Gleichgewicht

halten, und führen den Maschinenteil zurück, sobald die Beanspruchung nachläßt. Anders ist es bei raschem Wechsel in Größe und Richtung der angreifenden Kräfte, indem dann auch die Masse des betreffenden Maschinenteils zur Geltung kommt. Die erforderliche Beschleunigung nimmt einen mehr oder weniger großen Teil der angreifenden Kräfte für sich in Anspruch und verlangsamt dadurch das Ausweichen, und da die Zeit, während welcher die Kräfte in einer Richtung wirken — wie vorausgesetzt wurde — klein ist, so kann auch der Weg, längs welchem das Ausweichen stattfindet, nur klein sein, und zwar um so kleiner, je größer die ausweichende Masse ist. Demnach sollen bei raschem Wechsel der einwirkenden Kräfte an denjenigen Stellen große Massen angebracht werden, wo die Kräfte angreifen, während bei langsamer Änderung oder in größeren Zeitabschnitten bei vorkommendem Wechsel nur die Steifigkeit der Teile in Frage kommt.

Findet die Ausgleichung der angreifenden und widerstehenden Kräfte in gerader Linie statt, d. h. werden die betreffenden Teile nur auf Zug oder Druck in Anspruch genommen, so steigert sich die widerstehende Spannung so rasch, daß nur eine geringe Nachgiebigkeit vorliegt. Es kann dann der Berechnung die Festigkeit zugrunde gelegt werden. Muß dagegen der Biegungswiderstand, vielleicht weit auskragender Teile, für den Ausgleich der Kräfte benutzt werden, so fällt die Nachgiebigkeit oder der Ausschlag oft bei recht kleinen Spannungen schon größer aus, als zugelassen werden kann. In diesem Falle kommt die elastische Nachgiebigkeit allein in Frage und die aus der Bruchbelastung hergeleitete Festigkeitswertziffer ist gleichgültig.

Dieselben Gesichtspunkte kommen auch bei anderen Maschinen vor, sie führen aber dort nicht zu so schroffen Gegensätzen wie bei den Werkzeugmaschinen und werden daher im allgemeinen Maschinenbau nicht immer genügend betont, weshalb ich für nötig hielt, an diesem Orte daran zu erinnern.

C. Der Antrieb der Werkzeugmaschinen erfolgt zuweilen durch unmittelbar mit ihnen verbundene Dampf- oder Gasmaschinen. Das kommt in Frage, wenn die Größe der Betriebskraft so bedeutend oder auch der Betrieb so unregelmäßig ist, daß die Anlage von Wellen, welche die Kraft von einer größeren Kraftmaschine herleiten, sich nicht lohnt. Man wählt auch diesen unmittelbaren Antrieb, wenn der Aufstellungsort der betreffenden Maschine weit entfernt liegt von der allgemeinen Betriebsmaschine. Dieser unmittelbare Antrieb ist jedoch von manchen Übelständen begleitet. Dahin gehört, daß man die Dampfmaschine nicht so vollkommen ausbildet wie eine große Betriebsdampfmaschine; kann man ihr doch nicht die Pflege angedeihen lassen, welche eine den Dampf möglichst ausnutzende Maschine voraussetzt. Schwierigkeiten verursacht ferner die große Menge des in den Dampfleitungen sich abscheidenden Wassers, namentlich bei der Inbetriebsetzung. Im ganzen fällt die Ausnutzung jedenfalls ziemlich gering aus, weshalb lange Kraftübertragungen wohl mit der unmittelbar antreibenden Dampfmaschine in Mitbewerb treten können. Hinsichtlich der Gaskraftmaschinen gilt ähnliches.

In der neuerdings vortrefflich entwickelten elektrischen Betriebskraftübertragung[1]) ist dem unmittelbaren Antrieb ein starker Mitbewerber er-

[1]) Vgl. Z. 1900, S. 1189, 1242, 1279.

wachsen. Die Leitung von der stromerzeugenden zur stromverbrauchenden Maschine ist in jedem Falle bequem und billig herzustellen und bedarf fast keinerlei Aufsicht oder Ausbesserung. Sie gestattet geringen Ortswechsel ohne weiteres, größere ohne große Umstände. In dem Augenblicke, in welchem die stromverbrauchende Maschine außer Betrieb gesetzt wird, hören Verluste an Elektrizität auf, während mit dem Schluß der Leitung sofort volle Betriebsfähigkeit vorliegt. Das sind Eigenschaften, welche den elektrischen Antrieb namentlich in den Fällen schätzbar machen, in welchen häufige Betriebsunterbrechungen vorkommen. Es leidet jedoch die Übertragung der Betriebsarbeit durch elektrischen Strom zurzeit noch an Mängeln, nämlich der unvollkommenen Regelbarkeit und — bei kleinen Kräften — der großen Drehgeschwindigkeit der Motoren. Die Regelbarkeit besteht im wesentlichen in der Drosselung des elektrischen Stromes. Der Motor muß dem größten Kraftbedarf, welcher zuweilen das zwei-, ja fünffache des gewöhnlich vorkommenden beträgt, gewachsen sein, arbeitet daher für gewöhnlich mit geringer Nutzleistung. Man kann diesem Übelstande durch Verwendung von zwei Motoren abhelfen, welche nach Bedarf gemeinsam, sonst einzeln die Betriebsarbeit zu liefern hätten. Dadurch werden aber nicht allein die Anlagekosten erheblich gesteigert, sondern auch das an zweiter Stelle genannte Übel: die große Umdrehungszahl verschärft.

Wenn man von einer gemeinsamen Welle aus durch Treibriemen oder Seile eine Zahl von Werkzeugmaschinen antreibt, so gleichen sich die wechselnden Bedürfnisse der einzelnen Maschinen einigermaßen aus; die eine wird voll beansprucht, während eine andere weniger und ein dritte vielleicht ganz wenig zu leisten hat. Wird sonach diese Welle von einem elektrischen Motor angetrieben, so braucht derselbe nicht nach dem größten Kraftbedarf sämtlicher Maschinen bemessen zu sein, sondern hat nur etwas größer zu sein, als dem mittleren Kraftbedarf entspricht. Demgemäß ist seine mittlere Nutzleistung erheblich größer als bei dem Einzelantrieb. Zu gleicher Zeit wird der, eine Gruppe von Maschinen antreibende Motor nennenswert größer als die Motoren, welche zum Einzelantrieb passen, weshalb — fast immer — die Geschwindigkeitsübersetzungen einfacher ausfallen. So zieht man denn den Gruppenantrieb dem Einzelantrieb in den Fällen vor, in denen die Maschinen ohne Anstand in Gruppen zusammengefaßt werden können. Dann aber gleicht der Antrieb, soweit es den Werkzeugmaschinenbauer angeht, dem gewöhnlichen von Triebwerkswellen bewirkten.

Verlangt eine Werkzeugmaschine große Kräfte bei geringer Geschwindigkeit, so ist in einer Reihe von Fällen dem Antrieb durch Druckwasser der Vorzug zu geben. Man verwendet dasselbe mit 50—100 kg für 1 qcm oder noch größeren Druck, so daß die erforderlichen Druckflächen verhältnismäßig klein ausfallen. Die Leitung von der Druckpumpe bis zu der anzutreibenden Maschine ist einfach, insbesondere auch durch Umgehung im Wege stehender Baulichkeiten oder Maschinen auszuführen. Sie ist teurer als die Elektrizitätsleitung, wogegen die Mittel, welche die gelieferte Betriebsarbeit in die Werkzeugmaschine überführen, billiger ausfallen als der sogenannte Motor und die zugehörigen Vorgelege. Für Maschinen, welche sehr wechselnd arbeiten, empfiehlt sich der Druckwasserantrieb noch dadurch, daß er die Aufspeicherung von Betriebsarbeit in Form von Druckwasser gestattet, also die ursprüngliche Kraftmaschine den

Wechsel des Arbeitsverbrauchs weniger empfindet als bei allen übrigen Übertragungsmitteln für Triebkraft.

In manchen Fällen ist auch Druckluft (mit 4 bis 8 kg qcm Überdruck) brauchbar. Gegenüber dem Umstande, daß sie größere Druckflächen verlangt als Druckwasser, fällt zuweilen ins Gewicht, daß man die gebrauchte Druckluft einfach ausströmen lassen kann, während für das gebrauchte Druckwasser eine besondere Ableitung vorgesehen werden muß.

Druckwasser und Druckluft kommen als Antriebsmittel namentlich dann in Frage, wenn es sich um geradlinige Verschiebungen handelt; für ihre Wahl ist aber oft auch der Umstand maßgebend, daß sie in einfachster Weise auch den Betrieb zur Werkzeugmaschine gehöriger Hebevorrichtungen vermitteln.

Es sind hiernach — je nach Umständen — alle die hier genannten Antriebsmittel für Werkzeugmaschinen berechtigt und demgemäß im Gebrauch. Am gebräuchlichsten ist der Antrieb durch Riemen von Wellen aus, welche entweder unmittelbar von der Kraftmaschine oder von Elektromotoren gedreht werden, so daß im folgenden dieser Antrieb vorwiegend berücksichtigt werden wird.

I. Teil.

Die spanabnehmenden Werkzeugmaschinen.[1])

I. Eigentliche Werkzeuge, deren Wirkungsart und Erhaltung.[2])

A. Vorgang des Spanabhebens.

Die Schneide wird gebildet durch zwei mehr oder weniger ebene Flächen *EA* und *CF* (Fig. 1), zwischen denen die Abrundung *AC* liegt.[3]) Die Spanablösung ist daher zu vergleichen mit dem Vorgang, welcher eintritt, wenn ein Flüssigkeitsstrom mit einem Teile seines Querschnittes auf eine abgerundete Kante trifft. Das gegen einen Brückenpfeiler stoßende Wasser erfährt eine Anstauung und fließt nach beiden Seiten desselben ab. So ist es auch bei dem Spanbilden: die Schneide *EACF* drückt bei ihrer Bewegung in der angegebenen Pfeilrichtung gegen das Werkstück, dessen Teile eine gewisse Anstauung, hier Stauchung genannt, erfahren und zu beiden Seiten der „Schneidkante", richtiger der Abrundung *AC* abfließen. Es bedarf eines Beweises nicht, daß die Trennung des Werkstückes im wesentlichen gegenüber derjenigen Stelle des Werkzeugs erfolgt, welche in der Bewegungsrichtung am meisten hervorragt; es geht die Trennungsfläche also etwa

---

[1]) Ch. Holzapfel, Turning and mechanical manipulation. 4 Bände. London 1843 bis 1879.

F. K. H. Wiebe, Handbuch der Maschinenkunde. 1. Band, I. Abt. Maschinenbaumaterialien. Stuttgart 1858.

J. Hart, Die Werkzeuge der Maschinenfabrikation. 2. Aufl. Mannheim 1872.

R. H. Smith, Cutting tools, worked by hand and machines. 2. Aufl. London 1884.

Pechan, Leitfaden des Maschinenbaues. Abt. III. Werkzeugmasch. Reichenberg 1889. 2. Aufl. 1898.

P. N. Hasluck, Lathe work. 4. Aufl. London 1890.

P. N. Hasluck, Milling mach. London 1892.

Woldemar v. Knable, Fräser. Charkow 1893.

G. Richard, Traité des machines outils. Paris 1895.

Hermann Fischer, Werkzeugmaschinen auf der 1890er Weltausstellung in Paris. Z. 1900, S. 476 u. ff. 1901, S. 82 u. ff.

Dgl. Werkzeugmaschinen auf der 1902er Düsseldorfer Ausstellung. Z. 1902, S. 825 u. ff. 1903, S. 123 u. ff.

[2]) Otto Thallner, Werkzeugstahl u. seine Behandlung beim Schmieden, Glühen und Härten. Freiberg 1898. Wolfram u. Rapidstahl, Dissertation v. Dr. Ing. Otto Böhler.

[3]) Vgl. Karmarsch-Fischer, Handbuch der mechanischen Technologie. 6. Aufl. Bd. 1, S. 371. Leipzig 1888.

Die vorliegende Auffassung ist nach Wissen des Verfassers zuerst von ihm, und zwar seit 1870 in seinen Vorträgen vertreten: 1879 veröffentlichte derselbe sie durch Druck in seinem Buche: Die Holzsäge.

durch den Mittelpunkt der Abrundung und ist gleichlaufend zur Richtung der gegensätzlichen Bewegung. Es muß daher die Fläche *AJD* des Werkstückes (Fig. 1), vorübergehend ausweichen, um der vorwärts schreitenden Schneide den Weg frei zu machen, und zwar ist der Höchstbetrag dieses Ausweichens gleich dem Abrundungshalbmesser ϱ der Schneide, woraus folgt, daß der Widerstand, welchen die Schnittfläche ihrem Ausweichen entgegensetzt, das ist der winkelrecht zur Arbeitsrichtung auf die Schneide wirkende Druck, um so größer ausfällt, je größer der Abrundungshalbmesser ϱ ist.

Derjenige Werkstückteil, welcher als Span über die Brustfläche *AE* der Schneide abfließt, gehorcht hiermit nur dem hohen Druck, welcher bei *A* herrscht und weiter durch die vordringende Brustfläche *AE* der Schneide hervorgerufen wird; seine kleinsten Teilchen erfahren hierbei eine ziemlich starke gegensätzliche Verschiebung, welche bei spröderem

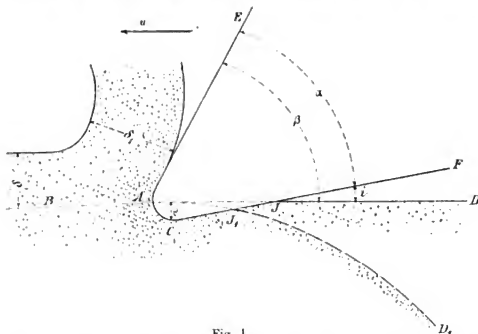


Fig. 1.

Metall eine Zerbröckelung, bei zähem Metall eine deutlich erkennbare Stauchung oder Verdickung des Spanes herbeiführt, so daß d_1 nicht selten zweimal, ja bis dreimal so groß ausfällt, als die Dicke d der abgehobenen Schicht beträgt.

Der Rücken der Schneide, die Fläche, welche sich von *A* über *C* nach *J* erstreckt, erfährt unter dem von ihr gegen das Werkstück ausgeübten hohen Druck einen großen Gleitungswiderstand, welcher sich als Teil des gesamten Arbeitswiderstandes geltend macht. Diese Reibung kann auch folgende Erscheinung hervorbringen: wenn die Schneide früher den Span bis zur Linie *BAD* abgehoben hat, löst sie, ein zweites Mal genau in derselben Weise über das Werkstück geführt, zuweilen einen sehr dünnen, meistens aus Fetzen bestehenden Span ab, indem — nach Fig. 2 — der unter *BAD* liegende Rücken der Schneide die Oberfläche des Werkstückes zum Teil zwingt, vor der Schneide emporzuquellen. Das erklärt die Tatsache, daß Späne abgehoben werden können, die kaum dicker sind als ϱ.

Es bedarf nun keines Beweises, daß die Stauchung des durch Fig. 1 im Längenschnitt dargestellten Spanes sowohl, als auch die Verdrängung der Schnittfläche um so größer ausfallen, je größer der Abrundungshalbmesser ϱ ist. Man sucht daher durch zweckmäßiges Schleifen die Abrundung klein zu machen. Sie nimmt jedoch bei dem Gebrauch der Schneide durch Abnutzung zu, weshalb von Zeit zu Zeit wiederholtes Schleifen nötig wird. Um die hiermit verbundenen Störnugen möglichst zu mindern, wird die aus Stahl bestehende Schneide gut gehärtet, in Ausnahmefällen werden Schneiden aus sehr harten anderen Stoffen (z. B. sog. naturharter Stahl, schwarzer Diamant) hergestellt. Bei dem Spanabheben wird Wärme entwickelt, welche, wenn ungenügend abgeführt, zum Erweichen der stählernen Schneide, bezw. zum Zersprengen anderer Schneiden führt.

Auch mit der Zunahme des Brustwinkels β und der Abnahme des Ansatzwinkels i nehmen die Widerstände zu. Man darf aber den Ansatzwinkel i nicht zu groß machen, weil andernfalls die Gefahr des „Hakens" entsteht[1]), man darf den Schneidwinkel a nicht zu klein wählen, um der Schneide die nötige Dauerhaftigkeit zu lassen. So hat sich denn als zweckmäßig ergeben, diese drei Winkel auf Grund der Erfahrung zu wählen.

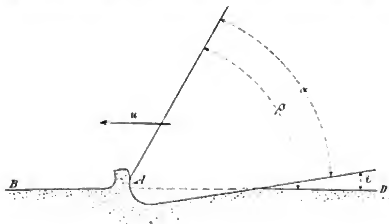


Fig. 2.

Was zunächst den Ansatzwinkel i betrifft, welcher bestimmt ist, die Strecke AJ, längs welcher die entstehende Werkstückfläche zurückweichen muß, abzukürzen, so ist derselbe verschieden groß zu wählen nach dem zu bearbeitenden Stoff und der zu ergänzenden Gestalt. Im allgemeinen wird i für zähe Metalle kleiner gewählt als für spröde. Die Gestalt des Werkstückes macht sich in folgender Weise geltend. Ist die Arbeitsbewegung eine geradlinige, so wird i zwischen dem Rücken CF der Schneide und der gebildeten Fläche JD gemessen, ist dagegen die Arbeitsbewegung eine kreisförmige, so wird i von der Tangente AD an die gebildete Fläche AD_1, und dem Stichelrücken CF eingeschlossen. Man erkennt nun ohne weiteres aus Fig. 1, daß unter sonst gleichen Umständen bei geradliniger Arbeitsbewegung die Ausweichstrecke AJ länger ist als diejenige AJ_1, welche bei kreisförmiger Arbeitsbewegung und Bearbeitung von außen eintritt. Umgekehrt wird diese Ausweichstrecke größer bei kreisförmiger Arbeitsbewegung

[1]) Karmarsch-Fischer, Handb. d. mech. Technologie. 6. Aufl. Bd. 1, S. 383.

und Bearbeitung von innen (Ausbohren, Fräsen). Demgemäß wählt man i für das Abdrehen, insbesondere kleinerer Durchmesser, am kleinsten, für Ausbohrwerkzeuge und Fräser am größten, und zwar innerhalb der Grenzen von 2° und 20°.

Der Schneidwinkel α wird für Gußeisen, Schmiedeeisen und Bronze selten unter 50°, gewöhnlich zu 56° bis 65°, für Hartguß bis zu 80° genommen.

Die Zerspannung einer wegzunehmenden Schicht von der Dicke d und irgend welcher Breite, kann nun auf dreierlei Arten erfolgen: entweder wird die Schicht in ganzer Breite und Dicke gewissermaßen als ungeteilter (wenn man von zufällig eintretender Zerbröcklung absieht) Span auf einmal abgeschnitten oder streifenweise abgelöst (Fig. 3 bis 6) oder endlich in Spänchen kommaartigen Längenschnitts (Fig. 7) zerlegt.

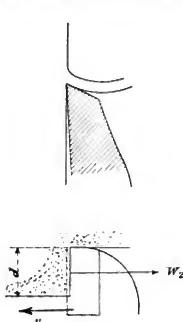


Fig. 3.

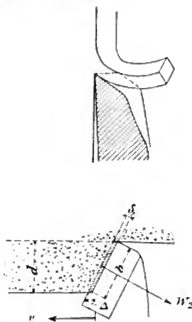


Fig. 4.

Das erstgenannte Verfahren ist nur möglich, wenn die Dicke und Breite der hinwegzuräumenden Schicht gering sind, weil andernfalls die Widerstände zu groß ausfallen. Das zweite Verfahren bildet die Regel bei Drehbänken, Hobel-, Feil- und Stoßmaschinen, Ausbohrmaschinen und Schwärmeranordnungen sowie bei Lochbohrmaschinen. Das dritte Verfahren nennt man Fräsen.

Bei der streifenartigen Zerspannung muß der Span regelmäßig an zwei Seiten abgelöst werden, was anscheinend den Widerstand vergrößert. Versuche haben denn auch ergeben, daß der auf die Flächeneinheit des Spanquerschnitts bezogene Arbeitswiderstand für Späne quadratischen Querschnitts erheblich größer ausfällt als für flache Späne und von diesen die rechteckigen (Fig. 3) mehr Widerstand leisten als die trapezförmigen (Fig. 4), was sich leicht aus dem Umstande erklären läßt, daß ein verhältnismäßig dicker Span weniger bequem über die Brust der Schneide abzufließen vermag als ein dünner, und bei dem rechteckigen Span (Fig. 3) auch eine Biegung desselben in der Breitenrichtung stattfinden muß, um ihn vom Werkstück frei zu machen. Der durch Fig. 5 dargestellte Spanquerschnitt verhält sich, so-

weit der Arbeitswiderstand in Frage kommt, ähnlich wie ein trapezförmiger. Der Span (Fig. 6) kehrt seine flache Seite der Werkstückfläche zu; er fließt demnach bequem ab. Man verwendet diese Spanform hauptsächlich für den letzten Schnitt (das Schlichten), um die unvermeidlichen Rauhigkeiten, welche die Schruppstähle (Fig. 3 bis 5), auf der bearbeiteten Fläche hinterlassen, zu beseitigen.

Wenn auch dem Sprachgebrauch nicht ganz entsprechend, ist doch die Schleiffläche den schneidenden Werkzeugen anzureihen.[1]) Sie besteht aus scharfkantigen Bruchstücken harten Gesteins oder kantigen Körnern anderen Ursprungs (Karborundum), welche durch ein geeignetes



Fig. 5.

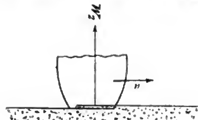


Fig. 6.

Bindemittel so zusammengehalten werden, daß man sie unter einigem Druck über das Werkstück hinwegführen kann. Die über das Bindemittel hervorragenden Kanten und Ecken schneiden in ähnlicher — im allgemeinen unvollkommenerer — Weise wie die gewöhnliche Schneide Späne ab, die immer sehr dünn sind. Zwei Eigenschaften der Schleifflächen begründen ihre Verwendungsfähigkeit zum Bearbeiten von metallenen Maschinenteilen: die große Härte der Körner und die Möglichkeit, die Schleiffläche mit ungemein großer Geschwindigkeit (bis zu 30 m sekundlich oder noch mehr) über das Werkstück hinwegführen zu können. Die erstere Eigenschaft macht das Schleifen zum allein möglichen oder doch besten Bearbeitungsverfahren der härtesten oder doch sehr harten Werkstücke, die andere befähigt es zur Erzeugung der genauesten Gestalten. Ersteres bedarf einer Erläuterung nicht; zu letzterem bemerke ich das Folgende: Bei der langsam arbeitenden gewöhnlichen Schneide findet Werkstück wie Werkzeug Zeit, im ganzen auszuweichen, bei der etwa hundertmal größeren Geschwindigkeit der Schleiffläche tritt die Massenwirkung einem Ausweichen mit Erfolg entgegen. Zu gleicher Zeit erlaubt die große Geschwindigkeit, die Spandicke verschwindend klein zu machen ohne zu große Beschränkung der Leistungsmenge.

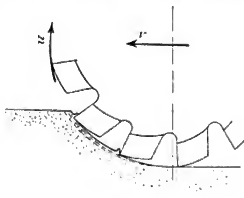


Fig. 7.

Bei dem Arbeiten der Drehbänke, Hobelmaschinen usw., nach Fig. 3 bis 6 fließen die Späne ohne Umstände über die Brust der Schneide ab und verursachen keine Unbequemlichkeiten. Weniger günstig ist der Span-

[1]) Karmarsch-Fischer, Handb. d. mech. Technologie. 6. Aufl. Bd. 1, S. 397.

abfluß bei den Fräsern. Drehen sich die Fräser nach Fig. 7, S. 12, so werden die Späne über die hinwegzuräumende Schicht gehoben und häufen sich oft dermaßen, daß die Fräserzähne sie wieder mit nach unten nehmen. Soweit die Späne hierbei nochmals zwischen Fräser und Schnittlänge gelangen, können sie stören, indem sie zwischen Fräserzähne und Schnittfläche geklemmt und dort zerdrückt werden, auch die Zahnlücken unnütz füllen. Man hat vorgeschlagen, dem Fräser die entgegengesetzte Drehrichtung zu geben, doch sind hiermit größere Mängel verknüpft, so daß von diesem Verfahren wenig Gebrauch gemacht wird. Arbeiten die Fräser an versteckt liegenden Stellen, so daß der Abfluß der Späne besonders erschwert wird, so entschließt man sich wohl, mittels kräftigen Luftstroms die Späne fortblasen zu lassen. Die Späne der Lochbohrer werden allgemein durch die schraubenförmigen Furchen fortgeführt, welche, von den Brustflächen der beiden Schneiden ausgehend, in den Bohrer gegraben sind. Dem einfachen Spitzbohrer fehlt diese Fördervorrichtung, weshalb er nur für seichte Löcher benutzt wird. Verwendet man den Kanonenbohrer für tiefe Löcher, so treibt man durch ein Loch des Bohrers oder eine Röhre einen kräftigen Wasser- oder Ölstrom zu den Schneiden, welcher, durch das gebohrte Loch zurückströmend, die Späne mit sich führt. Noch mehr Sorgfalt muß der Spanabfuhr bei dem Ringbohrer gewidmet werden, welcher bestimmt ist, sehr lange Löcher unter Zurücklassung eines Kernes in der Achsenrichtung von Wellen, Geschützen usw. herzustellen.

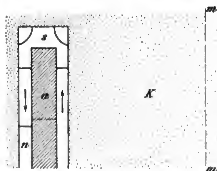


Fig. 8.

In Fig. 8 bedeutet die Linie *mm* die Achse des zu bohrenden Loches, *a* einen Querschnitteil einer Röhre, an deren Rande die Stichel oder Zäher *s* befestigt sind. Die Röhre *a* führt sich in dem gebohrten Loch durch eine Zahl bronzener oder stählerner Vorsprünge *n*, die z. B. Köpfe von in der Wand von *a* steckender Nieten oder Schrauben sind. Um nun die von den Sticheln *s* abgelösten Späne zu enfernen, läßt man zwischen der Wand *a* des röhrenartigen Bohrers einerseits und dem stehenbleibenden Kern *K* anderseits unter Druck Wasser oder Öl eintreten, welches nebensächlich die freiwerdende Wärme aufnimmt, vor allem aber die Späne von den Stichelschneiden hinwegspült und sie zwischen der Außenseite des Bohrers und der Bohrwand hindurch nach außen befördert. Das gelingt nur, wenn die Späne klein sind. Deshalb läßt man den Bohrer für jede Drehung sich nur wenig (0,05 bis 0,2 mm) vorschieben und zerteilt die Späne in der Breite, indem der eine Stichel *s* nur eine kurze Schneide hat, nur einen schmalen Span erzeugt, während der folgende zwei bis in die Kanten der ringförmigen Furche ragende Schneiden enthält, also zwei schmale Späne abhebt. Mit dieser Teilung der Schneide bezweckt man übrigens auch, jedem Zahn die ihm zukommende Arbeit auch dann zu sichern, wenn etwa der eine Zahn gegenüber dem andern etwas hervorragt. Störungen, ja Klemmungen können dadurch entstehen, daß die Spänchen zwischen die Führungsstücke *n* und die Lochwand geraten. Dem tritt man neuerdings durch die entgegengesetzte Stromführung entgegen.

Man preßt das Wasser oder Öl zwischen Außenfläche des Bohrers und der Lochwand ein und läßt es zwischen der Innenwand des Bohrers und dem Kern austreten, so daß die Späne gar nicht in das Gebiet der Führungsstücke *n* gelangen.

Beim Entfernen des aus den abgelösten Metallspänen und den vom Schleifstein abgeriebenen Teilchen bestehenden Schleifstaubes ist in erster Linie auf die Lungen der Arbeiter, ferner aber auch auf die Gleitflächen benachbarter Maschinenteile Rücksicht zu nehmen. Der Schleifstaub wirkt hier als zerstörendes Schleifmittel. Es soll daher der Schleifstaub abgesogen — nicht fortgeblasen — und dahin gefördert werden, wo er nicht schaden kann oder unschädlich gemacht wird.[1])

Wo es angeht, soll man den Staub netzen, d. h. naß schleifen, so daß kein Schleifstaub entsteht.

B. Widerstände.

Aus dem früher Gesagten geht hervor, daß zahlreiche, zum Teil sich gegenseitig beeinflussende Umstände auf die Größe der auftretenden Widerstände einwirken, so daß diese Widerstände im voraus nicht genau angegeben werden können.

Versuche haben ergeben,[2]) daß man für die eigentliche Schneide unter mittleren Verhältnissen den Widerstand in der Arbeitsrichtung W_1 (Fig. 9) annehmen kann zu

$$W_1 = K \cdot \delta \cdot b \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

wenn $\delta \cdot b$ den Spanquerschnitt und K eine Wertziffer bezeichnet.

Diese Wertziffer beträgt je nach der Härte des Metalles und des Zustandes der Schneide, auf 1 qmm bezogen:

für Gußeisen	. . .	$K = 70—120$ kg
„ Schmiedeeisen	.	$K = 110—170$ „
„ Stahl	. . . .	$K = 160—240$ „

Nach Gleichung 1 ist der Widerstand W_1 gleich dem Produkt aus Spanquerschnitt und Wertziffer K; die Größe des Spanquerschnittes $\delta \cdot b$ läßt sich aber auch ausdrücken durch $\Delta \cdot d$, d. i. Seitenweg der Schneide oder Schaltung für einen Schnitt mal Schnitthöhe, also durch Größen, welche bei den Spanformen der Fig. 4 und 5 leichter gemessen werden können als die eigentliche Spandicke und Breite. Man pflegt deshalb allgemein das letztere Produkt an Stelle des ersteren zu setzen, also

$$W_1 = K \cdot \Delta \cdot d \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Für stetiges Arbeiten, z. B. das Abdrehen, wobei die Schaltung während des Arbeitens stattfindet, ist, wenn n die minutlichen Drehungen, v (Fig. 3 bis 6) die Schaltgeschwindigkeit bezeichnet

$$\Delta = \frac{60}{n} \cdot v,$$

also

$$W_1 = K \cdot \frac{60}{n} \cdot v \cdot d \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Außer dem in der Arbeitsrichtung auftretenden Widerstand W_1 wirkt auf die Schneide ein Druck W_2, (Fig. 9) winkelrecht zur Schnittrichtung.

[1]) Vgl. Z. 1901, S. 546; 1903, S. 673.
[2]) Z. 1897, S. 504.

welcher von dem vorübergehenden Zurückdrängen der Schnittfläche herrührt. Wegen des Druckes, welchen der Span auf die Brust der Schneide ausübt, ist ein gewisser Druck gegen den Rücken der Schneide nötig, um ein Durchbiegen der Schneide gegen das Werkstück, das sogenannte „Haken", zu verhüten. Dieser Zweck würde zwar erreicht, wenn die beiden Drücke sich gegenseitig aufhöben. Das läßt sich jedoch durch Wahl der Ansatzwinkelgröße nicht mit Sicherheit erreichen, weshalb man, um jedenfalls das Haken zu vermeiden, den Ansatzwinkel i kleiner macht und hierdurch einen Überschuß des Druckes gegen den Schneidrücken erzielt. Nach den bisher vorliegenden wenigen Beobachtungsergebnissen scheint[1]) es zweckmäßig zu sein, sich auf eine Größe W_2 dieses Überschusses gefaßt

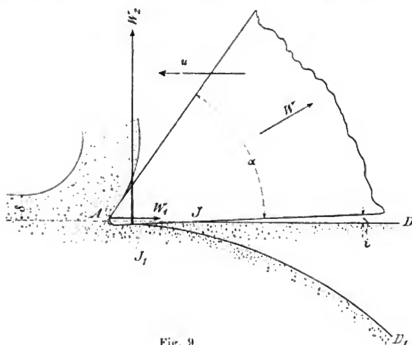


Fig. 9.

zu machen, welche ebensogroß ist wie W_1, also für die Berechnung der Abmessungen für die Maschine zu setzen

$$W_2 = W_1 = K \cdot A \cdot d \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Ist der Span verhältnismäßig dünn und breit (Fig. 3, 4, 5 und 6), so wird man W_2 als winkelrecht gegen die Breitseite gerichtet annehmen, sind dagegen Dicke und Breite des Spanes nicht so sehr voneinander unterschieden, so ist ein Teil von W_2 als gegen die Breitseite, ein anderer als gegen die Schmalseite gerichtet anzunehmen. Bei dem Entwurf einer Werkzeugmaschine weiß man meistens nicht mit Sicherheit, welche Spanart von dem Benutzer gewählt werden wird, weshalb man vorsichtshalber die ungünstigsten Lagen und Werte für W_2 einsetzt.

Die Widerstände, welche auf den Bohrer wirken, sind nicht so einfach zu erkennen wie bei den vorhin erörterten Maschinen, es sollen ihnen daher einige Worte gewidmet werden.

[1]) Z. 1897, S. 504.

Jede der beiden Bohrerschneiden hebt die Hälfte des bei einer ganzen Bohrerdrehung zu zerspanenden Metalls ab. Heißt die Zuschiebung für eine Drehung des Bohrers δ und der Bohrerdurchmesser d, so ist der Querschnitt jedes Spanes $= \frac{d}{2} \cdot \frac{\delta}{2}$ und das von dem Bohrer zu überwindende Drehmoment

$$M = 2 \cdot \frac{d}{2} \cdot \frac{\delta}{2} \cdot K \cdot \frac{d}{4} = \frac{d^2}{8} \cdot \delta \cdot K \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

wenn K die Seite 14 angegebene Wertziffer bedeutet.

In der Achsenrichtung des Bohrers tritt ein Widerstand

$$P = 2\,W'_2 \cdot \sin\frac{\alpha}{2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

auf, wenn nach Fig. 10 α den Spitzwinkel des Bohrers und W'_2 die rechtwinklig zur Spanbreite auftretende Kraft (S. 15) bezeichnet. A. a. O. wurde empfohlen, dieses W'_2 dem in der Arbeitsrichtung auftretenden Widerstande, also hier dem Betrage $\frac{\delta}{2} \cdot \frac{d}{2} \cdot K$ gleichzusetzen. Hiernach wird

Fig. 10.

$$P = 2 \cdot \frac{\delta}{2} \cdot \frac{d}{2} \cdot K \cdot \sin\frac{\alpha}{2} = \frac{1}{2} \cdot \delta \cdot d \cdot K \cdot \sin\frac{\alpha}{2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

Bei sog. Kanonenbohrern pflegt $\frac{\alpha}{2} \cong 90^0$ zu sein, so daß, wenn diese in Aussicht genommen werden,

$$P = \frac{1}{2} \cdot \delta\, d \cdot K$$

einzusetzen ist; bei den sonstigen Bohrern beträgt $\frac{\alpha}{2}$ etwa $= 60^0$, demnach P etwa

$$P = 0{,}44 \cdot \delta \cdot d \cdot K.$$

Es mag hier hervorgehoben werden, daß P oft erheblich kleiner ausfällt, und zwar weil der Ansatzwinkel bei Lochbohrern größer als im Mittel gewählt wird, insbesondere aber dann kleiner wird, wenn — wie z. B. bei den Erweiterungsbohrern — die Mitte des Bohrers nicht zu arbeiten hat.

Fig. 11.

Während die bisher erörterten, den Dreh- und Hobelsticheln usw. zugehörigen Schneiden, bei einem und demselben Schnitt regelmäßig Späne gleichen Querschnitts abheben, schneiden die Fräserzähne das Metall in sehr verschiedenen Dicken ab. Der bei e (Fig. 11) ansetzende Zahn dreht sich um die Fräserachse und schreitet gleichzeitig mit dieser gegensätzlich zum Werkstück vor, so daß, wenn der Zahn in f eintrifft, die Fräserachse von m nach m_1 gelangt ist. Hierbei ist eine Metallschicht abgelöst, deren

Längenschnitt die Figur $ebfiae$ darstellt. Die krumme, von der Fräserschneide beschriebene Linie ebf ist nun kein Kreisbogen. In allen wirklich vorkommenden Fällen ist aber die Länge $m_1 m = fi = ca$ im Verhältnis zum Fräserdurchmesser D so klein — bei weitem kleiner als die Figur angibt —, daß man für die Berechnung der Spandicke sie als einen mit dem Halbmesser $\frac{D}{2}$ beschriebenen Bogen ansehen kann.

Es ist dann die Spandicke $x = ab$, wenn der Winkel $emb = \eta$ gesetzt wird:

$$x = ac \cdot \sin \eta,$$

ac ist gleich mm_1, d. h. dem Zuschiebungswege eines jeden der z Fräserzähne. Bezeichnet also v die sekundliche Zuschiebungsgeschwindigkeit, n die minutlichen Fräserdrehungen, so ist:

$$ac = \frac{60}{n} \cdot \frac{v}{z}, \text{ folglich}$$

$$x = \frac{60 \cdot v}{n \cdot z} \cdot \sin \eta \quad \ldots \ldots \quad (8)$$

Hieraus ergibt sich die größte Spandicke δ zu

$$\delta = \frac{60 \cdot v}{n \cdot z} \cdot \sin \psi$$

Es ist aber, wenn d die hinwegzuräumende Schichtdicke bezeichnet:

$$\left(\frac{D}{2} - d\right) : \frac{D}{2} = \cos \psi, \text{ also}$$

$$\sin \psi = \sqrt{1 - \cos^2 \psi} = \sqrt{4\left(\frac{d}{D} - \frac{d^2}{D^2}\right)}$$

und daher:

$$\delta = \frac{2 \cdot 60 \cdot v}{n \cdot z} \cdot \sqrt{\frac{d}{D} - \frac{d^2}{D^2}} \quad \ldots \ldots \quad (9)$$

oder auch, wenn u die sekundliche Umfangsgeschwindigkeit des Fräsers bedeutet,

$$\delta = 2 \cdot \pi \frac{v}{u} \cdot \frac{D}{z} \cdot \sqrt{\frac{d}{D} - \frac{d^2}{D^2}} \quad \ldots \ldots \quad (10)$$

Einer dieser beiden Werte (10 bzw. 9) kann zur Berechnung des größten Widerstands, dem der einzelne Fräserzahn begegnet, benützt werden.

Heißt die Spanbreite in der Achsenrichtung des Fräsers b, so wird

$$W_1 = W_2 = b \cdot \delta \cdot K = 2 \cdot \pi \cdot b \cdot \frac{v}{u} \cdot \frac{D}{z} \cdot \sqrt{\frac{d}{D} - \frac{d^2}{D^2}} \cdot K \quad \ldots \quad (11)$$

Ist die Zahl z der Zähne gegenüber der Schichthöhe d so klein, daß immer nur ein Zahn arbeitet, so kann man diesen Ausdruck — Gl. 11 — auch zur Bestimmung des gesamten auf den Fräser wirkenden größten Widerstandes benützen. Es sei $\psi \leqq \frac{360^0}{z}$, so tritt der größte Wert des Gesamtwiderstandes dann auf, wenn die größte Spandicke δ, (Fig. 11) erreicht ist. In diesem Falle ist die Mittelkraft R.

$$\left.\begin{aligned} R &= \sqrt{W_1^2 + W_2^2} = \sqrt{2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot b \cdot \frac{v}{u} \cdot \frac{D}{z} \cdot \sqrt{\frac{d}{D} - \frac{d^2}{D^2}} \cdot K \\ &\text{oder} \\ R &= 8{,}85 \cdot b \cdot \frac{v}{u} \cdot \frac{D}{z} \sqrt{\frac{d}{D} - \frac{d^2}{D^2}} \cdot K \end{aligned}\right\} \quad (12)$$

welcher Widerstand einerseits biegend auf die Fräserspindel wirkt, andererseits das widerstehende Moment $R \cdot r = R \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{1}{\sqrt{2}} = \mathfrak{M}$ liefert. Es ist:

$$\mathfrak{M} = \sqrt{2} \cdot 2\pi \cdot b \cdot \frac{v}{u} \cdot \frac{D}{z} \sqrt{\frac{d}{D} - \frac{d^2}{D^2}} \cdot K \cdot \frac{D}{2} \cdot \sqrt{\frac{1}{2}}$$

$$\mathfrak{M} = \pi \cdot \frac{b \cdot v}{u \cdot z} \cdot D \sqrt{d \cdot D - d^2} \cdot K \quad \ldots \ldots \ldots \quad (13)$$

Nun ist es nur eine Annahme, daß $W_1' = W_2'$ wird; vielleicht fällt W_2' infolge eines größeren Ansatzwinkels kleiner aus, vielleicht ist $W_2' = 0$. Wird nicht in diesem Falle, da der Hebelarm der widerstehenden Kraft

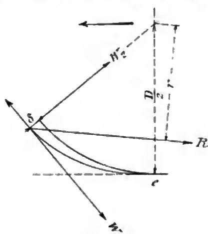


Fig. 12.

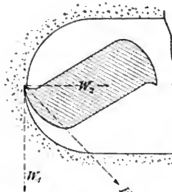


Fig. 13.

zunimmt, das widerstehende Moment größer? Die Rechnung verneint diese Frage. Ist $W_2 = 0$, so wirkt W_1' an dem Halbmesser des Fräsers, d. i.

$$\mathfrak{M} = W_1' \cdot \frac{D}{2} = 2 \cdot \pi \cdot b \frac{v}{u} \cdot \frac{D}{z} \sqrt{\frac{d}{D} - \frac{d^2}{D^2}} \cdot K \cdot \frac{D}{2}$$

oder

$$\mathfrak{M} = \pi \cdot \frac{b \cdot v}{u \cdot z} D \sqrt{d \cdot D - d^2} \cdot K \quad \ldots \ldots \ldots \quad (13)$$

genau so, wie vorhin.

Der erörterte Fall liegt auch vor bei dem Langlochbohrer mit nur zwei Schneiden (Fig. 13). Die größte Spandicke tritt auf bei $\eta = 90^0$, so daß, wenn man bedenkt, daß das $d = \frac{D}{2}$ in Frage kommt, nach Gl. 11 wird

$$W_1' = 2\pi \cdot b \cdot \frac{v}{u} \cdot \frac{D}{z} \sqrt{\frac{D/2}{D} - \left(\frac{D/2}{D}\right)^2} \cdot K$$

$$W_1' = \pi \cdot b \cdot \frac{v}{u} \cdot \frac{D}{z} \cdot K \quad \ldots \ldots \ldots \quad (14)$$

und

$$R = \sqrt{2} \cdot \pi \cdot b \cdot \frac{v}{u} \cdot \frac{D}{z} \cdot K \quad \ldots \ldots \ldots \quad (15)$$

sowie

$$\mathfrak{M} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \pi \cdot \frac{b \cdot v}{u \cdot z} \cdot D^2 \cdot K \quad \ldots \ldots \quad (16)$$

Arbeitet eine größere Zahl der Fräserzähne gleichzeitig, oder sind die Zähne spiralig gestaltet, so daß alle möglichen Winkel η gleichzeitig vertreten sind, so gewinnt man für kleinere Schichthöhen d den mittleren Wert W'_1 auf folgendem Wege:

Es ist der Widerstand W', den ein Zahn findet — vgl. Fig. 11 — gleich dem Produkt aus der zeitigen Dicke x, der Breite b und der Wertziffer K, also — wenn x nach Gl. 8 eingesetzt wird

$$W' = \frac{60 \cdot v}{n \cdot z} \cdot \sin\eta \cdot b \cdot K$$

Die zu seiner Überwindung erforderliche Arbeit längs des Bogenteils $\frac{D}{2} \cdot d\eta$ also

$$d A_1 = \frac{60 \cdot v}{n \cdot z} \cdot b \cdot K \cdot \frac{D}{2} \cdot \sin\eta \cdot d\eta$$

und die Arbeit für einen Span:

$$A_1 = \frac{60 \cdot v}{n \cdot z} \cdot b \cdot K \cdot \frac{D}{2} \int_{\eta=0}^{\eta=\psi} \sin\eta \cdot d\eta = \frac{60 \cdot v}{n \cdot z} \cdot b \cdot K \cdot \frac{D}{2} \cdot (1 - \cos\psi)$$

$$A_1 = \frac{60 \cdot v}{n \cdot z} \cdot b \cdot K \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{\frac{D}{2} - \frac{D}{2} + d}{\frac{D}{2}}$$

$$A_1 = \frac{60 \cdot v}{n \cdot z} \cdot b \cdot K \cdot d \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (17)$$

In jeder Sekunde werden $\frac{n}{60} \cdot z$ solcher Späne abgehoben, so daß die sekundliche Arbeit beträgt

$$A = \frac{n}{60} \cdot z \cdot \frac{60 \cdot v}{n \cdot z} \cdot b \cdot K \cdot d$$

d. i.

$$A = b \cdot d \cdot K \cdot v \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (18)$$

Diese Gleichung spricht — beiläufig erwähnt — aus: der Arbeitsaufwand eines Fräsers, der mit v Meter Zuschiebungsgeschwindigkeit eine Schicht vom Querschnitt $b \cdot d$ zerspant, ist gleich dem eines Einzelstichels, welcher mit v Meter Geschwindigkeit denselben Querschnitt auf einmal oder auch in mehreren Streifen abhebt. Dieser Satz sagt also: die reine Zerspanungsarbeit des Fräsers ist gleich derjenigen des Einzelstichels, zu welchem Ergebnis man übrigens ohne weiteres aus dem Vordersatz gelangt, nach welchem der Arbeitswiderstand im geraden Verhältnis zum Spanquerschnitt steht.

Jene Arbeit A (Gl. 18) wird nun mit der Umfangsgeschwindigkeit u des Fräsers verrichtet, so daß das durchschnittliche W'_1 beträgt:

$$W'_1 \cdot u = A$$

$$W'_1 = b \cdot d \cdot \frac{v}{u} \cdot K \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (19)$$

Es ist hiernach das von der Fräserwelle zu überwindende Drehmoment

$$\mathfrak{M} = b \cdot d \cdot \frac{v}{u} \cdot \frac{D}{2} \cdot K \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (20)$$

Der auf die Fräserachse biegend wirkende Druck W_2 läßt sich, angesichts des Umstandes, daß die Schichthöhe d gegenüber dem Fräserdurchmesser meistens klein ist, ziemlich genau durch die Annahme gewinnen: W_1 greife in der Mitte zwischen e und f (Fig. 14) an. Da $W_1 = W_2$ gesetzt wird, so entsteht hieraus

$$R = \sqrt{2} \cdot b \cdot d \cdot \frac{v}{u} \cdot K \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (21)$$

Bei den Keillochfräsern mit zahlreichen Zähnen ist anders zu rechnen, weil die zu zerspanende Schichthöhe $d = D$ ist. Insbesondere, wenn die Zähne spiralig gewunden sind, kann man annehmen, daß einem arbeitenden Zahn a (Fig. 15) ein zweiter arbeitender Zahn a_1 symmetrisch gegenüber liegt. Zerlegt man die auf diese Zähne wirkenden Kräfte W_1 und W_2 in

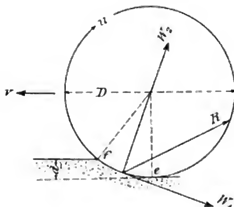


Fig. 14.

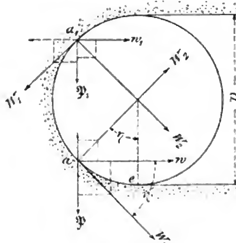


Fig. 15.

bezug auf die Figur in ihre wagrechten und lotrechten Zweige, so findet man, daß die wagrechten Zweige von W_1 sich gegenseitig aufheben und ebenso die senkrechten Zweige von W_2.

Für einen Zahn a ist — nach Gl. 8 — der Widerstand

$$W_1 = \frac{60 \cdot v}{n \cdot z} \cdot b \cdot K \cdot \sin \eta,$$

also der senkrechte Zweig $\mathfrak{P}$ dieses Widerstandes

$$\mathfrak{P} = \frac{60 \cdot v}{n \cdot z} \cdot b \cdot K \cdot \sin^2 \eta.$$

Befindet sich ein Zahn in e, so ist für den folgenden Zahn $\eta = 1 \cdot \frac{360^0}{z}$, für den dritten $\eta = 2 \cdot \frac{360^0}{z}$ usw., woraus sich ergibt

$$\Sigma \mathfrak{P} = \frac{60 \cdot v}{n \cdot z} \cdot b \cdot K \cdot \Sigma \left[\sin^2 \left(1 \cdot \frac{360^0}{z}\right) + \sin^2 \left(2 \cdot \frac{360^0}{z}\right) + \right.$$
$$\left. + \ldots\ldots + \sin^2 \left(\frac{z}{2} \cdot \frac{360^0}{z}\right) \right].$$

Ebenso gewinnt man für sämtliche wagrechte Zweige von W_2

$$\Sigma w = \frac{60 \cdot v}{n \cdot z} \cdot b \cdot K \cdot \Sigma \left[\sin^2\left(1 \cdot \frac{360^0}{z}\right) + \sin^2\left(2 \cdot \frac{360^0}{z}\right) + \right.$$
$$\left. + \ldots\ldots + \sin^2\left(\frac{z}{2} \cdot \frac{360^0}{z}\right)\right].$$

Die gleichlautenden eingeklammerten Ausdrücke dieser beiden Gleichungen bedeuten nun $0{,}25 \cdot z$, so daß die Mittelkraft R von $\Sigma \mathfrak{P}$ und Σw wird

$$R = \sqrt{2} \cdot \frac{60 \cdot v}{n \cdot z} \cdot b \cdot K \cdot 0{,}25\, z$$

oder, nachdem $\frac{60}{n}$ durch $\frac{D \cdot \pi}{u}$ ersetzt ist,

$$R = 1{,}1 \cdot D \cdot b \cdot \frac{v}{u} \cdot K \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (22)$$

Es ist die Mittelkraft R, da $\Sigma \mathfrak{P}$ winkelrecht, Σw gleichlaufend zur Schaltbewegung liegen, gegen letztere um 45^0 geneigt.

Das widerstehende Moment $\mathfrak{M}$ erhält man mit Hilfe der Gl. 19 ebensogroß wie Gl. 20 angibt.

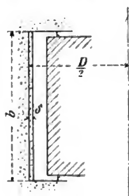


Fig. 16.

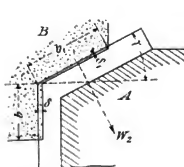


Fig. 17.

Bisher ist nur von den gleichlaufend zur Drehungsebene liegenden Widerständen der Fräser die Rede gewesen, und zwar solcher Fräser, welche auf ihre ganze Länge gleichen Durchmesser haben. Es haben nun selbst diese Fräser oft auch an ihrer Stirnseite die Späne abzulösen, so daß auch Widerstände in der Achsenrichtung auftreten. Fig. 16 ist ein Schnitt durch die Achse des Fräsers und gleichzeitig durch das Werkstück, in welches eine Nut von der Breite b gefräst wird. In diesem Falle haben die Fräserzähne an beiden Giebelseiten die Späne längs der Fläche *e a i f b e* (Fig. 11) abzutrennen; die hierbei auftretenden, winkelrecht zur Schnittrichtung, also gleichlaufend zur Fräserachse liegenden Kräfte W_2 heben sich gegenseitig auf. Aber selbst wenn nur eine Giebelseite der Fräserzähne diese seitliche Abtrennung der Späne zu verrichten hat, so spielen die betreffenden Kräfte W_2 keine Rolle, weil die Dicke des Spanes gegen seine Breite fast verschwindet. Das gilt auch von den sog. Stirnfräsern, welche winkelrecht zur Fräserachse liegende ebene Flächen erzeugen. Die Auffassung, diese Fräser arbeiteten ausschließlich oder doch vorwiegend an ihrer Stirn- oder Giebelseite, ist irrtümlich. Tatsächlich ist die größte Dicke δ

des Spanes, also die größte Breite der sichelförmigen Trennungsfläche selten größer als 0,05 mm, dagegen die geringste Abmessung der Späne in der Achsenrichtung des Fräsers, d. i. die Breite b, selten kleiner als 1 mm. Es verschwindet deshalb der Einfluß jener Breite im allgemeinen gegen den der letzteren Breite, und es ist deshalb überflüssig, zwischen Stirnfräsern und gewöhnlichen Fräsern zu unterscheiden.

Bei manchen Formfräsern kann aber der Seitendruck eine Rolle spielen. Es sei A (Fig. 17) ein Fräser, welcher in dem Werkstück B eine Nut in dem stumpfen Winkel $90^0 + \gamma$ erzeugt, und zwar bei der durch die Figur dargestellten gegenseitigen Lage der Fräserachse zum Werkstück. Im vorliegenden Beispiel ist die Breite b des vom zylindrischen Teil des Fräsers abgehobenen Spanteils geringer als die Breite b_1, welche der kegelförmige Teil abhebt. Obgleich nun δ_1 kleiner ist als δ, nämlich

$$\delta_1 = \delta \cdot \sin \gamma,$$

so kann doch $\delta_1 \times b_1$ größer, oder doch gleich $\delta \cdot b$ werden und deshalb das $\delta_1 \times b_1$ zugehörige W_2 der Beachtung wert sein. Das ist in jedem einzelnen Fall zu untersuchen.

Über die Widerstände des Schleifens sind mir nur die wenigen Versuche Hartigs[1]) bekannt. Leider konnte die Leistung der Schleifsteine nicht festgestellt werden. Nach der Quelle schwankt das Verhältnis $\frac{W_1}{W_2}$ bei grobkörnigem Sandstein zwischen 0,24 und 0,46, bei feinkörnigem Sandstein zwischen 0,74 und 1,08.

C. Erhalten der Werkzeuge.

Die Dauer stählerner Werkzeuge wird bedingt durch vorsichtige Auswahl des für sie zu verwendenden Rohstoffs und dem Zweck der Schneide angemessenes Härten des Stahles, worauf hier nicht näher eingegangen werden soll.

Es wird die Dauer der Schneide ferner beeinflußt durch die bei ihrer Benutzung stattfindende Erwärmung. Die höhere Temperatur des Stahles mindert dessen Härte, wenn sie längere Zeit anhält, weshalb, um das Weichwerden des Stichels möglichst zu verhüten, die unvermeidliche Erwärmung beschränkt werden muß. Das kann geschehen durch Anwendung kleiner Geschwindigkeiten und kleiner Spanquerschnitte, aber auch durch Förderung des Wärmeabflusses nach außen.

Der Wärmeabfluß kann nun ein von selbst sich ergebender sein oder durch künstliche Mittel unterstützt werden. Ersterer findet einerseits statt durch die Wärmeleitung im Werkzeug zu dessen mit der freien Luft in Berührung stehender Oberfläche, aber auch zu der Einspannvorrichtung des Werkzeugs; anderseits durch die Wärmeleitung des Werkstücks. Der Wärmeabfluß durch das Werkzeug ist wichtiger als der durch das Werkstück stattfindende, da dem Werkzeug stets an derselben Stelle Wärme zugeführt wird, und zwar gerade an der Stelle, welche kühl gehalten werden soll. Da nun im allgemeinen die Abmessungen eines Stichels mit dem Spanquerschnitt wachsen, so nimmt auch die Wärmeableitungsfähigkeit mit dem Spanquerschnitt zu, also mit der Steigerung der Wärmeentwicklung, soweit sie vom

[1]) Versuche über Leistung und Arbeitsverbrauch der Werkzeugmaschinen. Leipzig 1873. S. 184.

Spanquerschnitt abhängt. Das wird nicht im geraden Verhältnis stattfinden, erklärt aber die Tatsache, daß im allgemeinen die Temperatur der Stichel von dem Spanquerschnitt wenig beeinflußt wird. Etwas anders verhält es sich mit den Sticheln, welche in sogenannten Werkzeughaltern (siehe weiter unten) stecken.[1]) Diese Stichel sind oft klein im Querschnitt, wodurch schon die Wärmeleitung erschwert wird; sie müssen ferner die Wärme oft durch kleine Flächen, mit denen sie den Werkzeughalter berühren, weitergeben, so daß die natürliche Wärmeabfuhr mangelhafter ist als bei den gewöhnlichen Sticheln.

Die Stichelerwärmung ist bei dem Bearbeiten spröderer Metalle (Gußeisen, Bronze, Messing) erheblich geringer als bei den zähen Metallen (Schmiedeeisen, Stahl, Kupfer), weil die Späne spröderer Metalle vielfach gebrochen werden und daher nicht so lange mit dem Werkzeug unter Druck in Fühlung bleiben als die Späne zäherer Metalle. Letztere pflegt man daher meistens unter Benutzung künstlicher Kühlung zu bearbeiten. Sie findet in erster Linie durch Zuführung von Wasser statt, welches tropfenweise oder, namentlich in neuerer Zeit, in mehr oder weniger starkem Strom auf die Entstehungsstelle der Späne geführt wird. Man verwendet reines Wasser oder Wasser, in dem Soda gelöst ist (um das Rosten zu verhüten) oder Seifenwasser. In gleichem Sinne werden säurefreie Öle benutzt. Man spricht dann wohl vom Schmieren der Schneiden. Eigentliches Schmieren der Schneide liegt aber nicht vor; wie leicht einzusehen ist, würde die auf irgend einem Wege an die Schneide gelangte Schmiere sofort und gründlich einerseits durch den Span, anderseits durch die entstehende Schnittfläche abgewischt werden. Wohl aber kann ein Schmieren des Werkzeugs in einiger Entfernung von der Schneide stattfinden, z. B. um die Reibung an den geführten Teilen (Bohrer, Gewindeschneider u. dgl.) zu mindern.

Sehr wirksam ist das Kühlen mittels Terpentinöls, wohl weil das letztere leicht verdunstet.

Man hat auch vorgeschlagen, die Werkzeuge hohl zu machen und durch die Höhlung einen Wasserstrom zu treiben.[2])

Für den Bau der Werkzeugmaschinen ist die künstliche Kühlung nur so weit von Bedeutung, als die nötigen Vorrichtungen angebracht werden müssen. Für die Zuführung der Kühlflüssigkeit genügt, wenn nur geringe Mengen derselben verwendet werden, eine geeignet liegende Platte, auf welche ein Gefäß mit Ablaufröhre und Hahn gestellt werden kann. Manche Werke verwenden ein an der Decke der Werkstatt oder sonst in einiger Höhe angebrachtes Gefäß, von dem eine Röhrenleitung die Kühlflüssigkeit an die einzelnen Maschinen verteilt. Alsdann ist auf die Unterbringung der Röhren Rücksicht zu nehmen. Um die Werkzeugmaschine möglichst unabhängig machen und doch eine größere Flüssigkeitsmenge verwenden zu können, versieht man jede Werkzeugsmaschine mit einer Pumpe und verlegt, von dieser ausgehend, die Röhren bis zur Arbeitsstelle oder läßt durch die Pumpe das Wasser in einen höher belegenen Behälter — vielleicht die Höhlung des Maschinengestelles — heben und von da der Arbeitsstelle zufließen.

Die zulässigen Arbeitsgeschwindigkeiten ergibt die Erfahrung.

[1]) Vgl. Ehrhardt i. d. Z. 1884, S. 249.

[2]) Z. 1896, S. 997; 1897, S. 271, mit Abb.

Folgende Zusammenstellung enthält gängige Werte:

Sekundliche Arbeitsgeschwindigkeiten.

	Gußeisen cm	Schmiedeeisen cm	Stahl cm	Hartguß cm	Bronze cm
Drehbänke und Ausbohrmaschinen	5—15	9—15	4—10	1—2	15—30
Hobelmaschinen	5—20	7—25	5—15	1—2	15—30
Kleine Feil- und Stoßmaschinen	12—20	15—25	7—15	2—4	18—30
Kalt-Kreissägen	20—30	20—30	5—20	—	20—50
Kalt-Bandsägen	gegen 50	desgl.	desgl.	—	desgl.
Fräser	10—30	10—30	5—10 bis 30	—	bis 50
Lochbohrmaschinen (Umfangsgeschwindigkeit)	5—20	16—35	4—10	1—2	10—35
Gewindeschneidmaschinen	gegen 3	gegen 3	—	—	—
Schleifsteine	bis zu 3000 cm für alle Metalle.				

Statt dieser Geschwindigkeiten werden — bei ausgiebiger künstlicher Kühlung — nicht selten erheblich größere angewendet. Ich fand für Drehbänke, welche Schmiedeeisen bearbeiteten, 20 cm, ja sogar bei einer Flußeisen bearbeitenden Hobelmaschine über 30 cm. Bei Nietlochbohrmaschinen[1]) kommt 23—24 cm Umfangsgeschwindigkeit zur Anwendung. J. E. Reinecker in Chemnitz empfiehlt in seinem Werkzeug-Preisverzeichnis für Lochbohrer von 1 mm bis 50 mm Durchmesser beim Bohren des Schmiedeeisens 21 cm bis 37 cm sekundliche Umfangsgeschwindigkeit.

Die neuerdings in Aufnahme gekommenen Schnelldrehstähle[2]) vertragen größere Erwärmung. Man verwendet sie für große Schnittgeschwindigkeiten (in der Quelle ist sogar 76 cm sekundliche Geschwindigkeit genannt!).

Beim Fräsen des Eisens wird nicht selten 30 cm sekundliche Arbeitsgeschwindigkeit angewendet.

Als mittlere Spandicken findet man — abgesehen von Lochbohr- und Fräsmaschinen — 0,2 bis 2,5 mm, bei Lochbohrmaschinen aber 0,05 bis 0,4 mm, welche Werte jedoch in Ausnahmefällen unter- wie überschritten werden. Die Spanbreiten schwanken innerhalb sehr weiter Grenzen; in der technologischen Sammlung der Technischen Hochschule zu Hannover finden sich neben 280 mm breiten auch Späne, welche weniger als $^1/_{10}$ mm breit sind.

Die Spandicke x, Fig. 11 (S. 16), welche durch Fräser erzeugt wird, schwankt bei jedem Span zwischen o und dem größten Wert δ; sie wird durch Gl. 8 und 10 (S. 17) ausgedrückt. Die größte Dicke δ ist nun anscheinend nicht maßgebend für die Zuschiebungsgeschwindigkeit, eher schon die Zuschiebung, welche auf einen Zahn des Fräsers entfällt. Aber auch hieraus läßt sich aus den bekannt gewordenen Zahlen eine bestimmte Regel nicht ableiten,[3]) man kommt vielmehr bei dem Lesen der Abhandlungen zu der Anschauung, als ob die Standhaftigkeit der betreffenden Maschinen einen wesentlichen Einfluß auf die angewendeten Zuschiebungsgeschwindigkeiten gehabt habe. Und das ist erklärlich: ist man bei Steigerung der Leistung an der Grenze angekommen, welche die Widerstandsfähigkeit der Fräserspindel oder der Antrieb nicht zu überschreiten gestattet, so ist das etwa vorhandene Vermögen des Fräsers, mehr zu leisten, gegenstandslos.

[1]) Vgl. Z. 1895, S. 1205.

[2]) Z. 1900, S. 1666; 1901, S. 462; 1172; 1377; 1609.

[3]) Vgl. u. a. Engineering, Oct. 1891, S. 394; Jan. 1892, S. 27. Dingl. polyt. Journ. 1895, Bd. 296, S. 254 ff. American Machinist, 24. Jan., 9. Mai 1895.

Für den Entwurf einer Fräsmaschine, welche ganz bestimmten Zwecken dienen soll, wird man nach Umständen besondere Versuche anstellen müssen, wenn nicht Ergebnisse von Versuchen mit verwandten Maschinen vorliegen. Im allgemeinen liegt die sekundliche Zuschiebungsgeschwindigkeit v der Fräsmaschinen zwischen 0,25 und 2 mm und das Verhältnis der Schnittgeschwindigkeit u zur Schaltgeschwindigkeit v für Fräser zwischen 150 bis 1000, für Kaltkreissägen zwischen 300 und 1300, bei Kaltbandsägen zwischen 1000 und 3600.

Das Gleiten des Spans längs der Zahnbrust, ebenso das Gleiten des Zahnrückens auf der zurückgedrängten Schnittfläche verursacht Abnutzungen, so daß die ursprüngliche Querschnittsgestalt des Zahns oder Stichels EAJ (Fig. 18) in die durch gestrichelte Linien dargestellte übergeht. Es tritt diese Abnutzung selbstverständlich nur da auf, wo der Stichel mit dem Werkstück in Berührung steht, sie ist daher auf dem Rücken — AJ — länger als auf der Brust — AE —; sie ist am stärksten da, wo der größte Druck herrscht und verläuft, bei J und E. Eine solche abgenutzte, stumpf

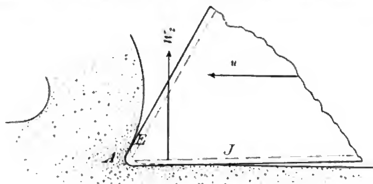


Fig. 18.

gewordene Schneide begegnet größeren Widerständen als eine neue, teils weil der Abrundungshalbmesser größer geworden ist, hauptsächlich aber, weil sie die Schnittfläche weiter zurückdrängen muß — also W_2 größer wird — und der wirkliche Brustwinkel zugenommen hat. Die Erhaltung der guten Eigenschaften der Schneide verlangt deshalb Wiederherstellung der ursprünglichen Gestalt, was meistens durch Schleifen stattfindet. Es liegt nun nahe, dieses Schleifen sowohl auf der Brust wie auf dem Rücken vorzunehmen. Das ist aber lästig; man pflegt daher meistens nur an einer dieser Flächen, der Brust- oder der Rückenfläche, zu schleifen. Aus Fig. 18 geht nun ohne weiteres hervor, daß durch alleiniges Schleifen des Rückens nach der —·—· -Linie der ursprüngliche Schneidenquerschnitt zwar nicht ganz wiedergewonnen wird, aber doch nur unwesentliche Abweichungen an der Brust zurückbleiben. Schleift man dagegen nur die Brust nach der durch —·—·—· angedeuteten Linie, so behält der Rücken den Buckel, welcher große Reibungsverluste verursacht. Man nennt deshalb das erstere Verfahren nicht selten das rechte, das letztere dagegen das verkehrte Anschleifen. Das Schleifen beider Flächen, mehr noch des Rückens allein, ist allgemein gebräuchlich bei gewöhnlichen Sticheln, Bohrern und solchen Fräsern, welche dreieckigen Zahnquerschnitt (Fig. 19) haben. Man schleift dagegen nur die Zahnbrust bei sogenannten hinterdrehten Fräsern (Fig. 20)

sowie bei manchen in sogenannte Werkzeughalter gespannten Sticheln. Einige Beispiele mögen zur Erläuterung und Begründung der Verfahren angeführt werden.

Der Vorteil, welchen unter Umständen das Schleifen der Brust gegenüber dem Schleifen des Rückens bringt, läßt sich zunächst aus dem Vergleich der Fräser, welche Zähne dreieckigen Querschnitt haben, mit hinterdrehten Fräsern erkennen. Erstere werden nach Fig. 19 am Rücken geschliffen, und zwar entweder mittels der gewölbten Fläche eines Schleifsteins *A* oder besser mittels der ebenen Fläche eines Schleifsteins *B*. Um den geeigneten Ansatzwinkel *i* der Schneide zu gewinnen, muß in ersterem Falle der Halbmesser $m_1 a$ des Schleifsteins um den Winkel *i* gegen den Halbmesser *a m* des Fräsers geneigt sein, woraus folgt, daß im allgemeinen der Schleifstein *A* klein sein, also eine große Umdrehungszahl haben muß, und daß ferner der geschliffene Teil des Rückens mäßig gehöhlt wird.

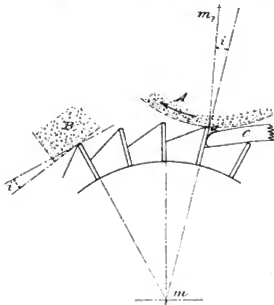


Fig. 19.

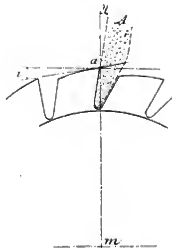


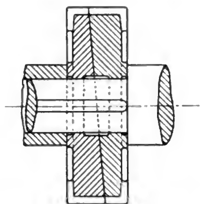
Fig. 20.

Beide Übelstände fallen bei Anwendung einer ebenen Schleiffläche *B* fort. Aber hier wie dort ist nötig, den Schleifstein genau in der Längenrichtung der Schneiden zu verschieben, was nicht schwierig ist bei dem Schleifen gerader oder einfach spiraliger Schneiden. Es findet dann die gegensätzliche Verschiebung zwischen Schleifstein und Fräser in gerader, bezw. spiraliger Linie statt, während ein gegen die Zahnbrust sich legender Finger *C* (Fig. 19) die gegensätzliche Lage von *m*, *a* und m_1 sichert. Es sollte dieser Finger immer gegen die Zahnbrust sich legen, deren Schneidekante zurzeit geschliffen wird; man kann jedoch auch eine andere Zahnbrust als Führungsfläche verwenden, wenn nämlich der Fräser von vornherein genau hergestellt war.

Ist jedoch die Schneidkante *a* unregelmäßig gekrümmt, nimmt deren Halbmesser wechselnd ab und zu, so kommt die ebene Schleiffläche *B* (Fig. 19) überhaupt nicht in Frage, und mittels der krummen Schleiffläche *A* ist es nur schwer möglich, den früheren Verlauf der Schneidkante einigermaßen genau wieder zu gewinnen.

Die Brust des hinterdrehten Zahnes (Fig. 20) ist immer eben oder einfach spiralig: sie wird mittels der ebenen Fläche des Schleifsteins *A* bearbeitet, welche einen Winkel η mit dem Halbmesser *m a* bildet oder mit diesem zusammenfällt. Nachdem eine Zahnbrust geschliffen ist, dreht man den Fräser um eine Zahnteilung, um die folgende Zahnbrust zu behandeln.

Unter der selbstverständlichen Voraussetzung, daß die unrunde Gestalt, aus welcher der hinterdrehte Fräser hervorgegangen ist, genau war, müssen auf diesem Wege genau gleiche Gestalten der Schneiden entstehen, und zwar den ursprünglichen genau gleiche, wenn die Hinterdrehung nur in der Drehungsebene des Fräsers stattgefunden hat. So ist in sicherster Weise möglich, den genau gleichen Schnittquerschnitt zu erhalten, bis der Fräser verbraucht worden ist. Kommen jedoch im Längenverlauf der Schneiden steil abfallende Stellen vor, so genügt das Hinterdrehen in der Drehungsebene zur Schaffung des Ansatzwinkels *i* nicht; man muß vielmehr auch „seitlich hinterdrehen" und dann ist zur Wiedergewinnung der ursprünglichen Längengestalt der Schneiden eine Teilung des Fräsers und eine Verschiebung der Fräserteile in der Achsenrichtung nötig. Ebenso ist es aber


Fig. 21.

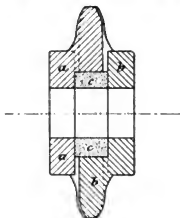


Fig. 22.

zuweilen auch bei den nach Fig. 19 zu schleifenden Fräsern. Es sei ein solcher z. B. zum Erzeugen einer Nut rechteckigen Querschnitts bestimmt. Dann wird durch das Schleifen der in der Drehungsebene liegenden Schneiden der Fräser schmäler. Um ihm die alte Breite wiedergeben zu können, hat man den Fräser von Haus aus nach Fig. 21 zweiteilig gemacht. Durch Einlegen eines Papierblattes oder eines Bleches zwischen die beiden Hälften läßt sich die anfängliche Fräserbreite wiedergewinnen. Es ist die Teilungsfläche schräg gegen die Fräsenachse gelegt, damit die durch das erwähnte Einlegen eines Blättchens in den Schneiden entstehenden Lückchen von anderen Schneiden überdeckt werden. Statt solcher ebenen Teilfläche wird in geeigneten Fällen eine gebrochene verwendet, z. B. nach Fig. 22.

In bezug auf das Schleifen gleichen die Reibahlen oder Aufräumer den Fräsern.

Die Vorteile, welche bei Einzelsticheln das Schleifen der Brust gegenüber dem Schleifen des Rückens gewährt und die nicht selten auf die Vorzüge verzichten lassen, welche dem Schleifen des Rückens allein, mehr noch dem Schleifen von Rücken und Brust eigentümlich sind, treten am deutlichsten hervor bei den prismatischen in sogenannte Werkzeughalter zu

spannenden Sticheln. Diesen soll nur durch Schleifen die richtige Gestalt gegeben werden, während die gewöhnlichen Stichel, von denen in Fig. 23, 24 und 25 einige beispielsweise dargestellt sind, nach stärkerer Abnutzung umgeschmiedet, gehärtet und durch Schleifen an der Brust, dem Rücken und der Seite vollendet werden müssen. Das Schärfen dieser gewöhnlichen

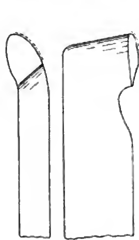


Fig. 23.

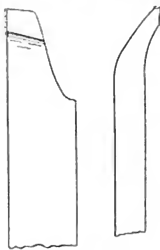


Fig. 24.

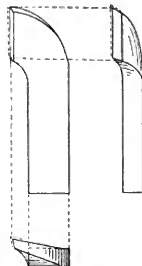


Fig. 25.

Stichel, und zwar bei dem durch Fig. 24 dargestellten am Rücken und Seite allein, bei den Sticheln, welche Fig. 23 und 25 versinnlichen, durch Schleifen an der Brust allein, ist nur in beschränktem Grade möglich. Bedient man sich solcher Stichel, so muß man also auf das tadellose Schleifen aller drei in Frage kommenden Flächen eingerichtet sein, d. h. besonders

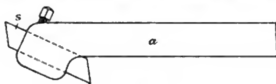
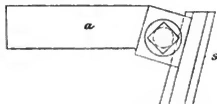


Fig. 26.



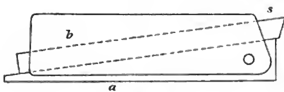


Fig. 27.

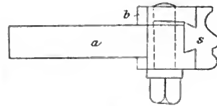


Fig. 28.

geschickte und zuverlässige Schleifer anstellen, während die in Werkzeughalter zu steckenden Stichel leichter genau geschliffen werden können.

In Fig. 26 bezeichnet *a* den Werkzeug- oder Stahlhalter, in welchem der Stichel *s* mittels Druckschraube festgehalten wird. Fig. 27 stellt einen anderen Stichelhalter dar. *a* ist ein Keil, welcher als Unterlage des Stichels *s* diesem die richtige Neigung gibt. Eine Kappe *b* u-förmigen Querschnitts soll den zur Befestigung des Stichels im Stichelhaus erforderlichen Druck aufnehmen. *a* und *b* sind mittels Stiftes locker nur so weit verbunden,

daß beide beisammengehalten werden. In bezug auf das Schleifen gleichen sich die in Fig. 26 und 27 dargestellten Stichel; es findet nur an dem Rücken der Schneide statt. Ist nun dieser Rücken im wesentlichen eben, vielleicht aus zwei, unter irgend einem Winkel zusammenstoßenden Ebenen gebildet, so ist das Schleifen nicht schwer; soll dagegen der Stichel eine bestimmte, weniger einfache Querschnittsgestalt erzeugen, so verursacht das Schleifen ebenfalls große Mühe. Anders ist es bei dem nur an der Brust zu schleifenden Stichel (Fig. 28), weil diese Brust durch eine Ebene gebildet wird. Der Stichel *s* besteht aus einem im ganzen gehärteten, prismatischen Stahlkörper, welcher von dem Stahlhalter *a* und dessen Backen *b* in geeigneter Neigung gehalten wird und stets dieselbe Schneidengestalt hat, wenn nur der ebene Anschliff im richtigen Winkel gegen den Stahlstab

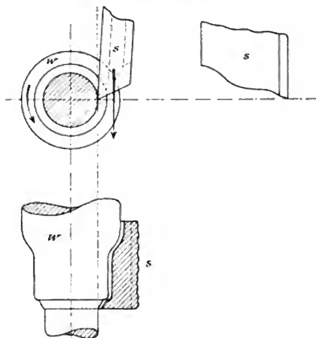


Fig. 29.

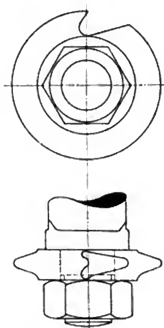


Fig. 30.

ausgeführt ist. Es ändert sich das nicht, wenn man nach Fig. 29 die Zahnbrust nach zwei Seiten schräg liegend anschleift, um ein allmähliches Angreifen des breiten Stichels zu vermitteln (es wird der Stichel *s* während des Arbeitens in einer geraden Linie verschoben, welche das Werkstück *w* tangiert und mit der Längenrichtung des Stichels den Ansatzwinkel *i* einschließt). Es gehören hierher auch die ringförmigen Stichel,[1]) von denen Fig. 30 ein Beispiel in zwei Ansichten darstellt.

Die gebräuchlichen Lochbohrer können nur am Rücken der Schneide geschliffen werden. Sie werden während des Schleifens in eigentümlicher Weise so gedreht, daß ein gleichförmiger Ansatzwinkel entsteht.

Von den hierzu gehörigen, wie auch dem zum Schleifen der vorher genannten Werkzeuge dienenden Einrichtungen wird weiter unten die Rede sein.

Die Hauptschneiden der Kaltsägen werden durch Schleifen an der

---

[1]) Nach Z. 1991, S. 1419, durch v. Pittler schon 1883 ausgeführt.

Zahnbrust und am Zahnrücken erneuert. Das Schleifen der Zahnbrust muß auch die Nebenschneiden, die seitlichen Kanten, welche die Späne an den Schmalseiten ablösen, auffrischen. Schwieriger ist die Erhaltung einer größeren Zahnbreite, als die Dicke des Sägeblattes beträgt.[1]) Bei Kalt-Kreissägen ist nicht selten das Sägenblatt hohl geschliffen, so daß es am Rande eine nennenswert größere Dicke hat als in der Nähe der Mitte. Alsdann sind besondere Maßregeln zur Erhaltung angemessener Länge der Hauptschneide nicht erforderlich. Ebenso häufig entschließt man sich, die Zähne zu stauchen,[2]) was eine gewisse Weichheit des Sägenblattes voraussetzt. Auch bedient man sich eingesetzter Zähne.[3]) Heinrich Ehrhardt verwendet[4]) an das Sägenblatt zu nietende ganze Zahnringe.

Bei Kalt-Bandsägen scheint das Schränken der Zähne am meisten gebräuchlich zu sein,[5]) wozu auch eine gewisse Weichheit der Sägenblätter gehört.

Die als Teile von Werkzeugmaschinen anzusehenden, meistens aus gemahlenem, durch ein Bindemittel vereinigtem Schmirgel bestehenden

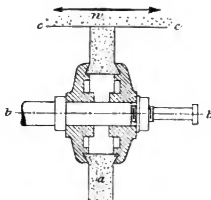


Fig. 31.

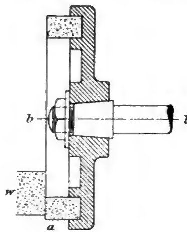


Fig. 32.

Schleifsteine sollen ihre Flächen gewissermaßen selbst erhalten. Dahin gehört, daß mit den abgängigen Schleifkörnern auch das Bindemittel abfällt und zwar so weit, daß tiefer liegende Schleifkörner frei werden. Man erreicht das durch geeignete Wahl des Bindemittels.[6]) Die genaue Flächengestalt gewinnt und erhält man durch genaues Hin- und Herschieben des kreisenden Schleifsteins entlang der zu schleifenden Fläche. Es liege z. B. die Drehachse des Schleifsteins *a* (Fig. 31) gleichlaufend zu der am Werkstück *w* herzustellenden Fläche; die Welle *b* drehe sich in festen Lagern, während das Werkstück *w* in festen Bahnen gleichlaufend zur Achse von *b* hin- und hergeschoben wird. Alsdann kommen — bei verständigem Arbeiten — nur diejenigen Teile der Schleiffläche mit dem Werkstück in Berührung, welche den größten Halbmesser haben, und nur sie werden abgenutzt. Das währt so lange, bis alle Punkte der Schleiffläche unter

[1]) Karmarsch-Fischer, Handb. d. mech. Technologie, 6. Aufl. Bd. 1, S. 409.
[2]) Vorige Quelle, S. 411.
[3]) Z. 1885, S. 830.
[4]) Z. 1903, S. 573.
[5]) Z. 1895, S. 1349.
[6]) Karmarsch-Fischer, Handb. d. mech. Technologie. 6. Aufl. Bd. 2, S. 302.

sich gleiche Halbmesser haben. Es ist dann die Schleiffläche genau walzenförmig. Liegt aber die Drehachse *bb* des ringförmigen Schleifsteins *a* (Fig. 32) genau winkelrecht zur geradlinigen Führung des Werkstücks *w*, oder wird die Lagerung genau winkelrecht zur Achse *bb* hin- und hergeschoben, so greifen nur diejenigen Flächenpunkte von *a* an, welche in der Achsenrichtung *bb* am meisten nach links hervorragen, so daß allmählich eine genau ebene Schleiffläche entsteht. In ähnlicher Weise sind genau kegelförmige Schleifflächen dauernd zu erhalten. Es ist schon angedeutet, daß die Verschiebung von dem Werkstück oder dem Schleifstein ausgeführt werden kann; beide Verfahren sind gebräuchlich.

II. Mittel, welche die Gestalt der gegensätzlichen Wege liefern.

A. Beziehungen der Wegesgestalten zu den Werkzeugen.

Die Oberflächengestalt eines Körpers läßt sich durch die Spuren von Ebenen, welche diese Fläche schneiden, darstellen. Beispielsweise werden sogenannte Höhenkarten gewonnen, indem man durch das darzustellende Gelände eine Zahl wagrechter Schnitte legt und die entstehenden Durchdringungslinien verzeichnet. Die „Spantenrisse" des Schiffskörpers sind Zusammenstellungen von Durchdringungslinien, welche quer gegen die Schiffsachse gelegte Ebenen mit der Oberfläche des Schiffskörpers bilden, und die „Wasserlinien" ebensolche Durchdringungslinien von Ebenen mit der Schiffsoberfläche.

Diese zur Darstellung der Flächengestalt bestimmten Schnittebenen brauchen nun nicht zueinander gleichlaufend und in gleichen Abständen aneinander gereiht zu sein; es genügt vielmehr, wenn sie nach einem bestimmten Gesetz geordnet sind. Ja, es ist nicht nötig, daß man für den vorliegenden Zweck Ebenen benutzt; jede gesetzmäßig gebildete Fläche kann verwendet werden; die ebene Fläche wird meistens vorgezogen, weil mit ihr bequemer zu arbeiten ist als mit anderen.

Jene Durchdringungslinien geben die Oberflächengestalt nur so weit wieder, wie die Oberfläche mit der sie schneidenden Fläche zusammenfällt. Diejenigen Oberflächenteile, welche zwischen den Schnittflächen liegen, sind im allgemeinen nur unvollkommen bestimmt, nur durch das Augenmaß, welches die Überbrückung des Raumes zwischen zwei Durchdringungslinien vermittelt. Diese Unvollkommenheit macht sich um so mehr fühlbar, je größer der Abstand zweier benachbarter Durchdringungslinien ist und je mehr Bewegung die darzustellende Oberflächengestalt zeigt.

Man kann nun die so festgelegte Oberflächengestalt an einem anderen Körper erzeugen, indem man die gleichen Schnittflächen in gleicher Anordnung hindurch gelegt sich denkt und in jeder Schnittfläche die bekannte Durchdringungslinie erzeugt, vielleicht durch Hinwegschneiden alles desjenigen, was außerhalb der Durchdringungslinien liegt. So entstehen zahlreiche, vielleicht sich kreuzende Furchen auf dem Werkstück, deren Sohlen in der zu erzeugenden Oberfläche liegen. Die zwischen den Furchen gebliebenen Erhabenheiten können dann mehr oder weniger genau nach dem Augenmaß entfernt werden, um so eher, je geringer der Furchenabstand ist.

Diese Furchen lassen sich durch eine Maschine z. B. in folgender Weise hervorbringen.

Es sei ein Vorbild der zu erzeugenden Oberflächengestalt, ein Modell *m* (Fig. 33) derselben gegeben, und neben dem Werkstück *w* geeignet befestigt. Über beiden befinde sich ein wagrechter fester Stab *d*, an dem entlang der Schlitten *c* zu gleiten vermag, und in diesem Schlitten sei der Stab *b* senkrecht frei verschiebbar. An einem Ende des Querarmes von *b* sei ein Stift *a*, an dem anderen Ende ein Stichel *s* befestigt. Verschiebt man nun den Schlitten *c* in der Pfeilrichtung, während die Spitze von *a* auf dem Modell gleitet, so erzeugt — so weit der Stichel zu schneiden vermag — *s* auf *w* eine Furche, deren Sohle denselben Verlauf nimmt wie der von *a* bestrichene Flächenteil des Modells *m*.

Man erkennt aber ohne weiteres aus der Figur, daß der Vorbehalt, so weit der Stichel *s* zu schneiden vermag, notwendig ist. Mit dem Wechsel in dem Verlauf der Linie *fg* ändert sich die Richtung der vom Stichel getroffenen Stelle diesem gegenüber. Bei einigermaßen lebhafter Gestalt

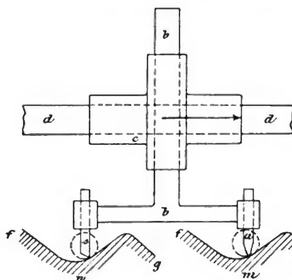


Fig. 33.

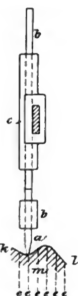


Fig. 34.

der Linie *fg* liegt an einigen Stellen derselben die Gefahr vor, daß der Ansatzwinkel negativ wird, also die Schneide des Stichels von der ihr zugedachten Bahn abgehoben wird, an anderen Stellen ergeben sich so große Brustwinkel, daß aus diesem Grunde das Schneiden aufhört. Es folgt hieraus, daß — abgesehen von sonstigen praktischen Schwierigkeiten — dieses Verfahren nur dann ausführbar ist, wenn die einzelnen Teile der Linie *fg* nur wenig gegen die Bewegungsrichtung des Schlittens *c* geneigt sind. Trotzdem findet man Anwendungen dieses Verfahrens.[1])

Ersetzt man den Stichel durch einen Fräser, wie bei *s* (Fig. 33) ein gestrichelter Kreis andeutet, und den Führungsstift *a* durch eine Rolle gleichen Durchmessers, so wird die angegebene Schwierigkeit gehoben, aber es tritt die neue Beschränkung auf, daß die Halbmesser der kleinsten Mulden in der Linie *fg* nicht kleiner sein dürfen als der Halbmesser des Fräsers und der Führungsrolle.

[1]) Z. 1888, S. 1013. American Machinist, 18. Febr. 1892, mit Abb.

Aus der Querschnittsfigur 34 ist erkennbar, daß der Führungsstift *a*, wenn er nacheinander eine irgendwie gestaltete Fläche *kl* in den Schnittebenen berühren soll, eine gut zugespitzte Gestalt haben muß; ebenso aber auch der Stichel, wenn man von diesem die genaue Wiedergabe der Durchdringungslinien als Furchensohlen im Werkstück *w* erwartet. Der Querschnitt des bearbeiteten Werkstückes wird sonach nicht von der glatten, gestrichelten Linie *kl* (Fig. 35), sondern von einer Zickzacklinie begrenzt. Und wenn man den Führungsstift *a* durch eine je in der betreffenden Schnittebene *e* sich drehende Rolle, den Stichel aber durch einen ebenso großen Fräser ersetzt, so ändert sich in der Natur der Querschnittsbegrenzung nichts.

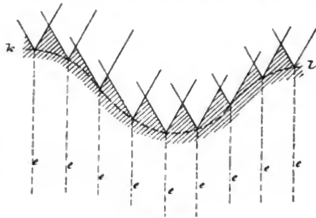


Fig. 35.

Die entstehende Fläche wird wesentlich glatter, wenn man statt des Spitzstichels eine, den verlangten Querschnitt tangierende Schneide und selbstverständlich einen gleichgestalteten Führungsstift verwendet. Die Schneide muß nach außen gekrümmt sein und ihr Krümmungshalbmesser darf höchstens so groß sein wie der kleinste der Modellhöhlungen.

Wird die Schneide des Einzelstichels oder der Querschnitt des Fräsers durch Schleifen geändert, so muß selbstverständlich der Führungsstift, bzw. die Führungsweise in gleicher Weise geändert werden. Fig. 36 läßt erkennen, daß auf diesem Wege zwar nicht die gewollte, gestrichelt gezeichnete Begrenzung des Querschnitts gewonnen wird, aber eine weit weniger von ihr abweichende als diejenige, welche nach Fig. 35 der Spitzstichel liefert.

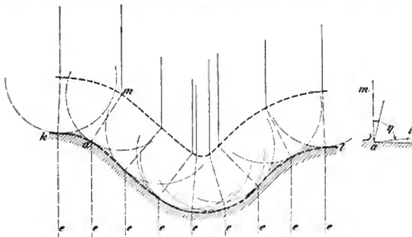


Fig. 36.

Die hier erörterte Herstellungsweise einer Fläche schließt schon dadurch ihre allgemeine Verwendung aus, daß sie ein Modell verlangt. Man vermeidet das Modell, indem man die durch Spanabheben zu bearbeitenden

Maschinenteile so gestaltet, daß das gesteckte Ziel durch einfache, allgemein zu benutzende und dauerhafte Führungsmittel zu erreichen ist, d. h., daß das Werkzeug stets in der gleichen Richtung gegenüber der das zurzeit entstehende Flächenteilchen tangierenden Ebene bleibt.

Das gilt selbstverständlich nur von der Schneide, welche die verlangte Fläche zu erzeugen hat, nicht aber von der anderen, die zum seitlichen Abtrennen der Späne dient. Nennt man die Linie *a m* (Fig. 36), welche als Krümmungshalbmesser der Schneide im Punkt *a* rechtwinklig zu *k l* und außerdem um den Winkel $\eta = 90^0 - i$ zu dem Schneidenrücken geneigt ist, die Richtlinien der Schneide, so läßt sich jener Satz kürzer wie folgt ausdrücken: Die Richtlinie soll stets rechtwinklig zur in Bildung begriffenen Fläche stehen.

Um zu untersuchen, welche Flächengestalten dieser Forderung am besten entsprechen, bzw. welcher Art die zugehörigen Führungen sein müssen, soll hier unterschieden werden zwischen den Bearbeitungen durch Einzelstichel, Formstichel, Fräser und Schleifstein.

1. Bearbeitung mittels Einzelstichels.

Es heiße der Weg, welchen der Stichel in der Richtung der Durchdringungslinien schneidend zurücklegt, der Hauptweg, diejenige Verschiebung, welche ihn über die folgende Durchdringungslinie bringt, der Seitenweg oder Schaltweg des Stichels.

Aus den bisherigen Erörterungen folgt nun zunächst die Forderung: der Hauptweg soll derartig sein, daß der Ansatzwinkel sich nicht ändert.

Dieser Forderung genügt der geradlinige Hauptweg leicht. Dem festliegenden Stichel gegenüber wird das Werkstück geradlinig verschoben (Tischhobelmaschine) oder gegenüber dem ruhenden Werkstück beschreibt der Stichel gerade Wege (Grubenhobel-, Feil-, Stoß-, Seitenhobel-Maschine): in beiden Fällen hat der Stichel überall die zutreffende Richtung, wenn sie an einer Stelle vorhanden ist.

Der gerade Hauptweg ist nach dem Abheben eines Spanes rückwärts zu durchschreiten, worauf der Seitenweg ruckweise zurückgelegt wird, um mit dem Abnehmen eines neuen Spanes beginnen zu können. Damit jedoch auf diesem Rückwege die Stichelschneide nicht nötig hat, die vorher gebildete Fläche nochmals kräftig zurückzudrängen, zieht man sie vom Werkstück ab oder gestattet ihr selbsttätig ausweichend mit leichtem Druck über letztere hinwegzugleiten.

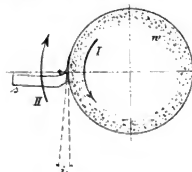


Fig. 37.

Der kreisförmige Hauptweg liefert ebenfalls einen unveränderlichen Ansatzwinkel, d. h. die richtige Lage der Richtlinie, wenn entweder das Werkstück *w* (Fig. 37) gegenüber dem festliegenden Stichel *s* in der Pfeilrichtung *I* sich dreht (Drehen oder Abdrehen, auch zuweilen Bohren genannte Arbeitsweise) oder der Stichel *s* in der Pfeilrichtung *II* um die Achse des festliegenden Werkstückes *w* kreist (Bohren, Ausbohren, Abschwärmen genannte Arbeitsweise).

Es unterscheiden sich die Arbeitsverfahren, welche Fig. 37 darstellt, vom Hobeln wesentlich durch den Umstand, daß die gegensätzliche Hauptbewegung, und daher auch die Nebenbewegung, das Übergehen des Stichels auf die folgende Durchdringungslinie, stetig sein kann, mit seltener Ausnahme auch ist. Es verlaufen alsdann die Durchdringungslinien schrauben- bzw. spiralförmig.

Andere als geradlinige und kreisförmige Hauptwege sind für den Einzelstichel wenig geeignet. Man hobelt zwar auch in unregelmäßig krummen Linien, allein nur in solchen, welche nur wenig von der geraden Gestalt abweichen; ebenso sind beim Drehen und Bohren nur geringe Abweichungen von der kreisförmigen Bahn zulässig. Fig. 38 läßt z. B. erkennen, daß das Abdrehen eines ellipsenförmigen Querschnitts, wenn nur der Abstand zwischen Schneide und Werkstückmitte geändert wird, an manchen Stellen ungemein große Ansatzwinkel liefert, obgleich der Stichel an anderen Stellen mit sehr kleinem Ansatzwinkel arbeiten muß. Das Haken

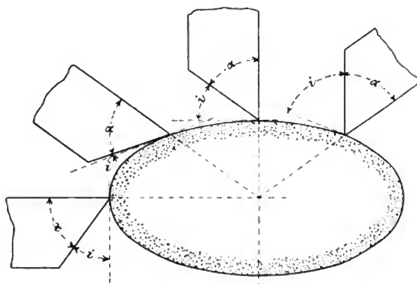


Fig. 38.

kann unter diesen Umständen nur dadurch vermieden werden, daß man sich einen großen Brustwinkel gefallen läßt. Ein Ändern der Stichelrichtung in der Weise, daß die Richtlinie unverändert winkelrecht zur Arbeitsfläche bleibt, dürfte nur bei bestimmten Querschnittsgestalten möglich sein. Für das Abdrehen des elliptischen Querschnitts ist ein dementsprechender Vorschlag gemacht worden,[1]) allein die betreffende Einrichtung ist zu wenig einfach, um weitere Verwendung zu finden. Zweckmäßiger erscheint eine von Erdm. Kircheis angegebene Einrichtung.[2])

Hier ist einer zuweilen vorkommenden Stichelführung zu gedenken, welche zum Erzeugen bogenförmiger Flächen mit großem Halbmesser dient. Die betreffende Arbeitsweise ist dem Abschwärmen, wie dem Hobeln etwa in gleichem Grade verwandt. In Fig. 39 stellt *a* den Schlitten einer

[1]) The Journal of the Franklin Institute, Febr 1881, S. 114, mit Abb.
[2]) D.R.P. 150027, Z. f. W. 25. April 1904, S. 303, mit Abb.

Seitenhobelmaschine, welcher am Bett *b* gleitet, im Grundriß dar. An *a* gleitet der Stichelhausschlitten *c*, in welchem der Werkzeughalter *e* um eine senkrechte Achse drehbar ist. Mit *e* ist der Arm *d* fest verbunden, der um den einstellbaren Bolzen *k* schwingt, und auch der — gestrichelt gezeichnete — Stichel *s*, und zwar so, daß dessen Richtlinie gehörig verlängert durch die Achse von *k* geht. Wenn daher *a* am Bett *b* hin- und hergeschoben wird, so beschreibt die Stichelschneide den Bogen *fg*, und die Richtlinie des Stichels liegt stets winkelrecht zu diesem Bogen.

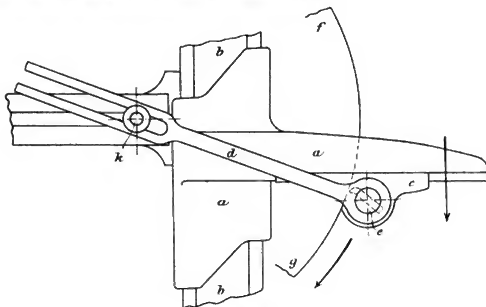


Fig. 39.

Die rechtwinklige Lage der Richtlinie zum Seitenweg erhält man wie folgt:

a. Geradliniger Hauptweg des Stichels.

α. Die Spuren sind gleichlaufend zueinander, und der **Seitenweg** oder **Schaltweg** des Stichels ist einfach gerade. Die Fläche, in welcher die Durchdringungslinien oder Furchensohlen liegen, ist also eben. Dann kann der die Furchensohle bildende Teil der Schneide gerade und so lang sein, daß er den ganzen Raum zwischen zwei Durchdringungsebenen *e e* ausfüllt, also keine Erhöhung zwischen den Durchdringungslinien zurückläßt.

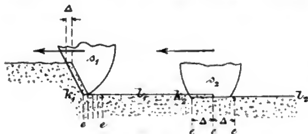


Fig. 40.

Die linke Seite der Fig. 40 stellt das **Schruppen**, das Hinwegräumen des größten Teils der zu beseitigenden Schicht dar. Die Bildfläche liegt winkelrecht zum Hauptweg des Stichels s_1; letzterer rückt nach jedem Schnitt um den Betrag Δ längs des Schaltwegs fort. Da dem Schruppen das Schlichten folgt, so legt man wenig Wert auf die Glätte der entstehenden Fläche $k_1 l_1$. Dagegen wird die

in die Richtung $k_2 l_2$ fallende Schneide des Schlichtstahles s_2 möglichst genau gerade geschliffen und mit Sorgfalt so eingespannt, daß sie mit $k_2 l_2$ zusammenfällt. Das gelingt nicht vollständig, weshalb die Fläche ein gestreiftes Aussehen bekommt, welches man dadurch zu mildern sucht, daß man die Schneide länger macht als $\varDelta$, so daß sie gleichzeitig über zwei oder mehrere Durchdringungslinien hinweggreift.

β. Die Durchdringungslinien sind gleichlaufend zueinander, aber der Schaltweg ist krummlinig, d. h. die entstehende Fläche gehört einem Prisma an. Wenn der Schaltweg kreisbogenförmig ist (Fig. 41 und 42), so fällt die Richtlinie in die Halbmesserrichtung. Man läßt entweder den Stichel, ohne im übrigen dessen Lage zu ändern, geradlinig hin- und herschieben, während sich das Werkstück um seine zu dieser Bewegungsrichtung gleichlaufende Achse *O* ruckweise dreht, oder läßt das Werkstück ruhen, während

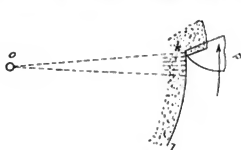


Fig. 41.

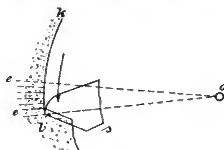


Fig. 42.

die Führung des Stichels um die Achse *O* nach jedem Schnitt um eine Spanbreite weiter rückt. Man nennt das Verfahren **Rundhobeln**; es kann bei der Stoßmaschine (Fig. 43 und 44) ohne weiteres angewendet werden. Man befestigt das Werkstück *W* so auf dem Tisch *T*, daß die vorhin genannte Achse *O* mit der lotrechten Drehachse des Tisches *T* genau zusammenfällt, nähert *W*, mittels der sich unter *T* befindlichen Schlitten dem Stichel *s* gemäß dem geforderten Krümmungshalbmesser des Werkstückes, indem gleichzeitig darauf geachtet wird, daß die Richtlinie des Stichels in einen Halbmesser fällt, und läßt nunmehr den Tisch *T* ruckweise nach jedem vom Stichel vollzogenen Schnitt sich so viel um seine Achse drehen, als die Schnittbreite erfordert.[1]) Fig. 45 stellt die Befestigungsweise des Werkstückes, welche bei dem Beispiel der Fig. 43 und 44 angewendet ist, in größerem Maßstabe dar, aber in Verbindung mit einer Spindel *S*, wie bei Hobel- und Feilmaschinen gebräuchlich. Die rund zu hobelnde Hebelnabe *W* ist vorher gebohrt und ihre ebenen Erdflächen sind bearbeitet, so daß, wenn man sie zwischen den an *S* festen Kegel *a* und den verschiebbaren Kegel *b* spannt, sie ohne weiteres ausgerichtet ist. Das ruckweise Drehen des Werkstückes vermittelt die Spindel *S*.

Dasselbe Verfahren ist für das Hohlrundhobeln brauchbar[2]) und wird auch verwendet zum Hobeln zylindrischer Flächen, wenn deren Krümmungshalbmesser sehr groß ist,[3]) indem man das Werkstück auf das vom Stoß-

---

[1]) Vgl. Z. 1898, S. 12.
[2]) **Dingler**, polyt. Journ. 1888, Bd. 268, S. 87, mit Abb., Z. 1897, S. 654, mit Abb.
[3]) American Machinist, 28. Jan. 1897, S. 66, mit Schaubild.

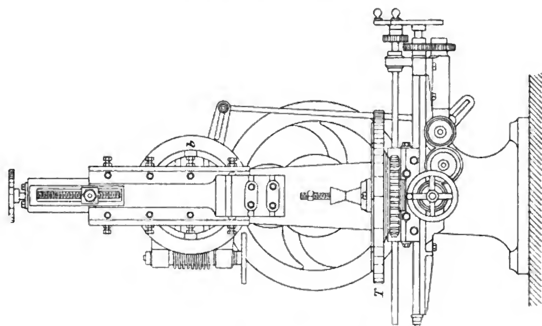


Fig. 44.

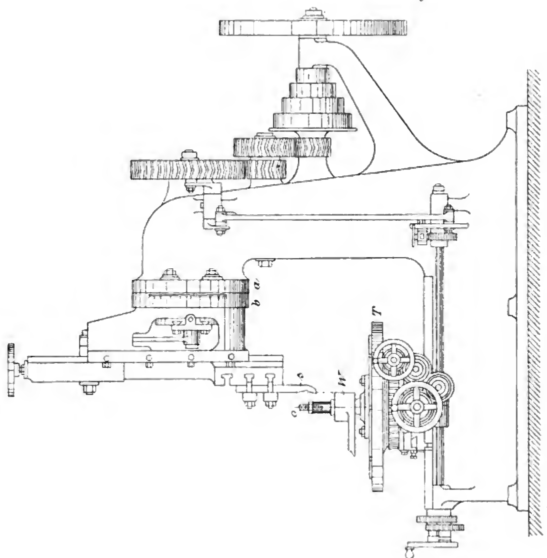


Fig. 43.

maschinenschlitten gestützte Ende einer Aufspannungsvorrichtung drehbar befestigt, während das andere Ende dieser Vorrichtung um einen entsprechend weit entfernten festen Bolzen sich dreht.

Auch andere Querschnittsformen prismatischer Flächen erlauben eine solche gegensätzliche Führung zwischen Werkstück und Stichel, daß die Schneide des letzteren sich als Berührende an die Querschnittsbegrenzung der Fläche legt, z. B. die Evolvente und die Zykloide.[1])

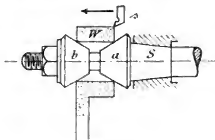


Fig. 45.

γ. Die geraden Hauptwege des Stichels schneiden sich, gehörig verlängert, in einem Punkte. Ist in diesem Falle der Schaltweg geradlinig, so entsteht eine ebene Fläche. Meines Wissens wird von diesem Arbeitsverfahren kein Gebrauch gemacht, weshalb hier seine Anführung genügt.

Der gekrümmte Schaltweg liefert eine Kegelfläche.

Es gibt Stoßmaschinen,[2]) auch die, durch die Fig. 43 und 44 dargestellte ist eine solche, welche nach Fig. 46 die Führung des Stichelschlittens schräg zu stellen gestatten. Befestigt man nun das Werkstück *W* auf dem Tisch *T* so, daß die Achsen *o* beider zusammenfallen, neigt die Bahn des Stichels *s* um den verlangten halben Spitzenwinkel gegen die Achse *o* und stellt den Tisch im übrigen so ein, daß die geradlinige Verlängerung der Stichelbahn die Achse *o* schneidet, so räumt der arbeitende Stichel alles außerhalb des fraglichen gemeinen Kegels Liegende hinweg, wenn durch ruckweises Drehen des Tisches *T* die Schaltbewegung hervorgebracht wird. Es ist leicht zu übersehen, daß die Richtlinie der Stichelschneide bei sämtlichen Schnitten rechtwinklig zur Kegelfläche liegt, wenn sie für irgend einen demgemäß eingestellt wurde. Bei geradliniger Schneide entsteht auf diesem Wege allerdings keine eigentliche Kegelfläche, vielmehr eine Pyramidenfläche mit sehr zahlreichen Seiten, welche sich jedoch für die Praxis genau genug der Kegelfläche anschließt. Man könnte die Stichelschneide hohl krümmen, würde damit aber die Eigenart der entstehenden Fläche nicht ändern, weil die Krümmungshalbmesser, von dem Fuß des Kegels ab gerechnet, stetig zunehmen.

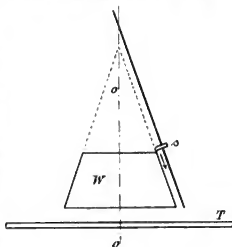


Fig. 46.

Es lassen sich auf gleichem Wege Hohlkegelflächen erzeugen. Hierfür sind selbstverständlich gerade Schneiden unzulässig, vielmehr gekrümmte Schneiden notwendig, und zwar darf der Krümmungshalbmesser der Schneide

[1]) Z. 1898, S. 13.
[2]) Dingler, polyt. Journ. 1878, Bd. 230, S. 302, mit Abb.

höchstens dem kleinsten Halbmesser des Kegelstumpfes gleich sein, d. h. die so zu bearbeitenden Hohlkegelflächen können nur verhältnismäßig niedrigen Kegelstumpfen angehören, wenn sie eine befriedigende Glätte erhalten sollen.

Außer den Kegelfächen mit kreisförmigem Querschnitt vermag man auch manche anderen Querschnitte mittels der Hobelmaschine so zu bearbeiten, daß die Stichelschneide berührend sich anlegt. Einige derselben sind sogar für das vorliegende Verfahren von größerer Bedeutung als die gemeine mit kreisförmigem Querschnitt, weil letztere, soweit sie ganze Kegelflächen sind, bequemer auf der Drehbank (s. w. u.) erzeugt werden können. Zu jenen gehören die Flächen der Kegelradzähne.[1])

δ. Die geradlinigen Hauptwege des Stichels sind nicht zueinander gleichlaufend, schneiden sich auch nicht.

Die hierher gehörenden Flächen haben für die Praxis im allgemeinen nur geringe Bedeutung: man vermeidet sie so viel als möglich, oder stellt sie auf anderen als hier in Rede stehenden Wegen dar.

Es gehört hierher die windschiefe Fläche. Sie entsteht, indem eine gerade Linie an einer zweiten geraden Linie gleitet und sich gleichzeitig um sie dreht. Soll eine sie nur berührende Scheide diese Fläche erzeugen, so muß die Schneide mit jener sich drehenden Linie zusammenfallen; es ist diese Herstellungsweise nicht gebräuchlich.

Einfacher ist das Erzeugen einer hyperboloidischen Fläche (Fig. 47),

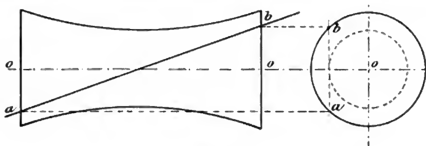


Fig. 47.

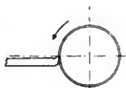
welche die gerade Linie *ab* beschreibt, wenn sie um die Achse *oo* gedreht wird. Die von *a* nach *b* sich bewegende gerade Schneide soll winkelrecht zu den zugehörigen Halbmessern liegen, wozu eine Drehung der Stichelführung um *ab* als Achse auszuführen ist, oder eine gleich große entgegengesetzte des Werkstücks um dieselbe Linie. Mit Hilfe dieses Verfahrens würden genaue Hyperbelräder hergestellt werden können.

b. Kreisförmiger Hauptweg.

α. Der geradlinige Schaltweg, gleichlaufend zur Drehachse des Hauptwegs, liefert die Fläche einer gemeinen Walze (Fig. 48). Dieses gebräuchlichste Arbeitsverfahren ergibt eine glatte Fläche, wenn die gerade Stichelschneide, welche die Fläche erzeugt, gleichlaufend zum Schaltweg liegt. Mit dem winkelrecht zur Drehachse des Hauptwegs liegenden Schalt-

[1]) Z. 1898, S. 14 bis 16.

weg (Fig. 49) gewinnt man unter derselben Bedingung eine glatte ebene Fläche; ebenso erzeugt der die Drehachse schneidende eine glatte Kegel-



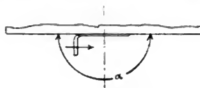


Fig. 49.

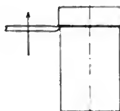


Fig. 48.

fläche (Fig. 50). Angesichts der Einfachheit dieser Stichelführungen finden diese Arbeitsverfahren weit allgemeinere Anwendung als das Hobeln, sofern die Drehbewegung stetig fortgesetzt werden kann, wobei alsdann auch die Schaltbewegung eine stetige zu sein pflegt. Es ist nicht allein verwendbar für das Gestalten von Außenflächen, sondern ebenso für das Erzeugen von Hohlflächen gleicher Art. Liegt der geradlinige Schaltweg *a b* (Fig. 51) windschief zur Drehachse *o* des Werkstücks, so entsteht ein Hyperboloid, aber es muß der Stichel während des Arbeitens um seine Bahn *a b* eine

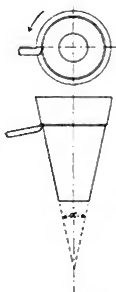


Fig. 50.

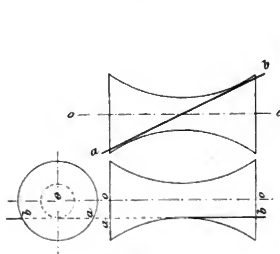


Fig. 51.

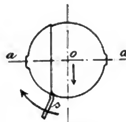


Fig. 52.

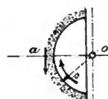


Fig. 53.

Drehung machen, damit der Ansatzwinkel unverändert bleibt und zwar so, daß die Richtlinie des Stichels stets durch die Achse *o* geht.

β. Auch der **kreisförmige Schaltweg** in Verbindung mit dem kreisförmigen Hauptweg ist wegen der einfachen Stichelführung, welche ohne weiteres die berührende Lage der Schneide gestattet, zu mancherlei Anwendung geeignet. Das Werkstück werde um die Achse *a a* (Fig. 52) gedreht, während der Stichel *s* um die winkelrecht zu *a a* liegende Achse *o* den Schaltweg beschreibt. Dann entsteht eine Kugelaußenfläche oder nach

Fig. 53 eine Hohlkugelfläche.[1]) Dreht sich das Werkstück rasch um die Achse *a*, langsam um die Achse *o* (Fig. 54), während der Stichel *s* ruht, oder kreist der Stichel *s* rasch um die Achse *a* (Fig. 55, Schwärmer), während das Werkstück um *o* langsam gedreht wird,[2]) so entstehen ebenfalls Kugel-Außenflächen. Nach Fig. 56 hat das Werkstück die Hauptbewegung, und zwar um die Achse *a*, während der Stichel, sich um eine seitwärts von *a* belegene Achse *o* drehend, den Schaltweg beschreibt. Es entsteht eine Ringfläche mit kreisförmigem Querschnitt.[3])

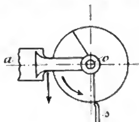


Fig. 54.

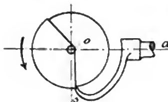


Fig. 55.

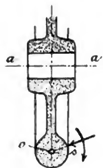


Fig. 56.

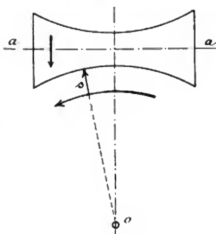


Fig. 57.

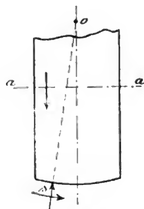


Fig. 58.

Ebenso können auf demselben Wege ringförmige Hohlflächen, z. B. das Globoid (Fig. 57) hervorgebracht werden. Nach außen gewölbte Globoid-Flächen kommen vor bei Riemenrollen (Fig. 58)[4]) und bei

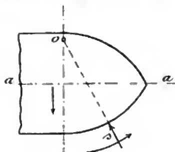


Fig. 59.

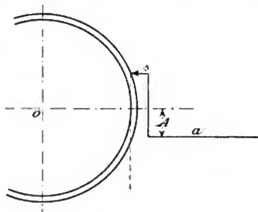


Fig. 60.

[1]) Dingler, polyt. Journ. 1838, Bd. 70, S. 98, mit Abb. Z. 1891, S. 1315, mit Abb. Dingler, polyt. Journ. 1892, Bd. 286, S. 252, mit Abb.
[2]) Dingler, polyt. Journ. 1892, Bd. 286, S. 251, mit Abb.
[3]) Z. 1891, S. 1315, mit Abb.
[4]) Zivilingenieur, 1871, S. 340.

Geschossen (Fig. 59); ihre Entstehung lassen die gegebenen Figuren genügend deutlich erkennen. Es lassen sich solche Globoidflächen auch mittels des Schwärmers darstellen, indem man nach Fig. 60 die Achse *a* des Schwärmers um einen geeigneten Betrag *A* neben die Achse *o* des Werkstücks legt.[1])

2. Formstichel

haben Schneiden, welche sich der Querschnittsgestalt der zu erzeugenden Fläche völlig anschließen. Es fehlt ihnen der Neben- oder Schaltweg im bisher angewandten Sinne, weil sie die betreffende Fläche gewissermaßen in einem Schnitt erzeugen. Allein, wenn die Ausdehnung der Fläche quer zur Arbeitsbewegung von einiger Größe ist, so läßt sich, um den entstehenden Widerstand nicht gar zu groß werden zu lassen, nur ein sehr dünner Span abnehmen, was zu folgenden Durchbildungen des Verfahrens führt:

Es soll auf der Drehbank am Werkstück *w* (Fig. 61) eine Hohlkehle erzeugt werden. Man nähert dann den Stichel *s*, von der in der Figur gestrichelt gezeichneten Lage ausgehend, dem Werkstück nach jeder Umdrehung so viel, wie die zulässige Spandicke beträgt, bis die verlangte

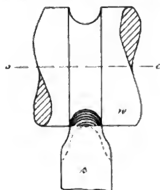


Fig. 61.

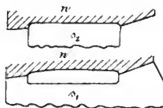


Fig. 62.

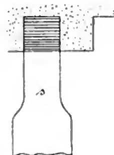


Fig. 63.

Tiefe der Hohlkehle gewonnen ist; der letzte Span wird wohl, um die Glätte der Hohlkehle zu sichern, besonders dünn gewählt. Es wird also auch hier eine Schaltbewegung des Stichels angewendet, aber in ganz anderem Sinne als bei den früher angegebenen Arbeitsverfahren.

Bei größeren Breiten schaltet man auch mehrere Stichel hintereinander, so daß jeder einzelne nur einen Teil des Widerstandes zu übernehmen hat, z. B. nach Fig. 62. Es lassen sich diese einzeln hintereinander geschalteten Stichel nach Fig. 29, Seite 29, auch zu einem Stichel vereinigen, dessen Schneide von einem bis zum anderen Ende fortschreitend je nur mit einem Stück ihrer Länge zum Angriff kommt.

Die Schneiden, welche, wie Fig. 61 insbesondere veranschaulicht, eine ganze Anzahl von Spänen abzunehmen haben, um die verlangte Gestalt zu schaffen, müssen oft nachgeschliffen werden und werden dabei ungenau, wenn man nicht den verkehrten Anschliff nach Fig. 29 und 30, Seite 29, anwendet. Man zieht daher meistens vor, das Werkstück mittels spitzen oder mäßig gerundeten Einzelstichels zu schruppen und dann erst den Formstichel behufs Schlichtens anzustellen.

---

[1]) American Machinist, 22. Oct. 1891. Z. 1891, S. 1451, mit Abb. American Machinist, Juni 1896, S. 585, mit Abb.

Die vorliegenden Verfahren kommen sowohl beim Drehen als auch beim Hobeln zur Anwendung. Es sind die Formstichel, was kaum zu erwähnen nötig ist, in bezug auf den Hauptweg gleichen Bedingungen unterworfen wie die Einzelstichel.

Besondere Erörterungen bedürfen die zum Gewindeschneiden dienenden Formstichel.

Ein flachgängiges Gewinde schneidet man auf der Drehbank mittels Stichels *s* (Fig. 63), indem man ihn für jeden Durchgang dem Werkstücke um eine Spandicke zuschiebt, so lange, bis die Tiefe des Gewindeganges erzielt ist. In der Richtung der Spanbreite liegt die Hauptschneide des Stichels, rechts und links schließen sich dieser unter rechtem Winkel Nebenschneiden an, welche die Schmalseiten des Spanes ablösen. Fig. 64 stellt einen Teil des fertigen Gewindeganges in Ansicht dar und den Stichel *s* im Querschnitt. Man sieht aus dieser Figur, daß die Mittelebene des Stichels gegen die Achse *o o* des Werkstücks geneigt liegen muß, und zwar ebenso wie die Seitenflächen des Gewindeganges, so daß die Brustwinkel der beiden Seitenschneiden 90° messen. Um für diese Schneiden Ansatzwinkel zu erzielen, muß man dem Querschnitt des Stichels trapezförmige Gestalt geben. Das Anstellen des Stichels erfordert größere Sorgfalt als gewöhnlich, der Schnitt ist ein weniger vollkommener und die Abnutzung der Seitenschneiden ist durch Schleifen nicht auszugleichen, es sei denn, daß der Stichel demnächst für Gewinde geringerer Ganghöhe verwendet werden soll. Um letzteren Übelstand zu mildern, beseitigt man

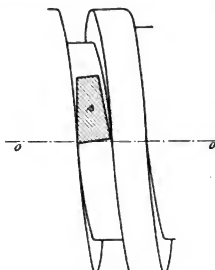


Fig. 64.

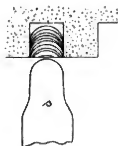


Fig. 65.

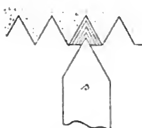


Fig. 66.



Fig. 67.

nach Fig. 65 zunächst die größte Menge der Späne mittels Schruppstichels und läßt sodann den rechteckigen Stichel die Flächen des Gewindeganges vollenden.

Bei Herstellung eines scharfgängigen Gewindes kann der Stichel nach Fig. 66 von vornherein vor die Mitte des Gewindeganges gelegt und winkelrecht zur Drehachse des Werkzeugs diesem genähert werden, oder man schiebt ihn nach Fig. 67 in der Richtung der einen Seitenfläche des Gewindeganges gegen das Werkstück. Letzteres Verfahren erleichtert den Spanabfluß. Die

Neigung der Mittelebene des Stichels zur Gewindeachse wird durch gleiche Rücksichten wie beim flachgängigen Gewinde bestimmt.

Es ist also beim Gewindeschneiden der Stichel nach jedem Schnitt um die Spandicke gegen das Werkstück vorzuschieben. Er muß aber vorher zum Schnittanfang zurückkehren. Würde letzteres ohne weiteres stattfinden, so würden bedeutende, zwischen Stichel und Werkstück auftretende Reibungswiderstände zu überwinden sein und unnütze Abnutzungen eintreten. Man zieht daher — wie beim Hobeln — nach jedem Schnitt den Stichel vom Werkstück zurück, führt ihn in dieser Lage zum Schnittanfang und schiebt ihn hier um den Betrag jenes Zurückziehens, vermehrt um die Dicke des neuen Spanes, dem Werkstück wieder näher.

3. Fräser.

Schon bei der Erörterung der Fig. 33 wurde Seite 32 hervorgehoben, daß ein Fräser für jede beliebige Längengestalt des Hauptwegs brauchbar sei, wenn sein Halbmesser nicht größer sei als der kleinste Krümmungshalbmesser der vorkommenden Mulden. In bezug auf den Seitenweg unterliegt der Fräser denselben Beschränkungen wie der Einzelstichel. Angesichts des Umstandes, daß jeder einzelne Fräserzahn eine nur sehr dünne Schicht abnimmt, verzichtet man mit seltener Ausnahme (z. B. beim Fräsen von Keillöchern oder dem sog. Langlochbohren) auf die Seitenverschiebung, und läßt statt dessen den Fräser die ganze zu bearbeitende Flächenbreite auf einmal in Angriff nehmen. Daraus folgt, daß der Fräser durchaus geeignet ist für solche Arbeiten, welche sonst dem Formstichel zufallen, insbesondere auch deshalb, weil die größere Zahl hintereinander eingreifender Zähne die Abnutzung des einzelnen mildert.

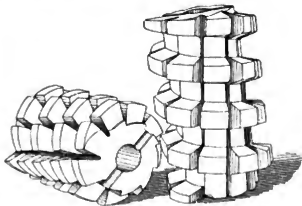


Fig. 68.

Die Gestalt des gegensätzlichen Weges zwischen Fräser und Werkstück ist daher in der Regel einfach. Es finden sich jedoch Ausnahmen.

Hierher gehören die für das Fräsen der Wurmräder erforderlichen gegensätzlichen Führungen. Es ist die Zahnlücke eines Stirnrades mittels Fräsers in einem Schnitt fertig zu stellen, da man den Fräser, während er die Zahnlücke durchschreitet, beliebig viele Drehungen machen lassen kann. Der Fräser eines Wurmrades (Fig. 65), dessen Gestalt von einer Schraube umhüllt ist, die dem mit dem Wurmrad in Eingriff zu bringenden Wurm gleicht, dreht sich in jeder Zahnlücke je nur einmal um, kann also nur eine beschränkte Spanmenge beseitigen. Man läßt daher den Fräser zunächst nur auf mäßige Tiefe eingreifen, während das Werkstück genau in dem bestimmten Verhältnis zu den Umdrehungen des Wurmes sich dreht, und nähert den Fräser dem Rade nach jeder ganzen Drehung des letzteren um den Betrag, der nunmehr weggeschnitten werden soll; der Arbeitsverlauf ist also dem durch Fig. 61 (S. 43) dargestellten verwandt. Es sind hierfür

folgende Führungen nötig: genaues Drehen des Werkstückes um seine Achse in dem Übersetzungsverhältnis zu den Drehungen des Fräsers, welches demnächst zwischen Rad und Wurm herrschen soll, und ruckweises Nähern von Fräser und Werkstück nach jedem Umlauf des letzteren. Es leidet dieses Verfahren an folgendem Übelstande: die Neigungen der Fräserwindungen decken sich mit den Windungen der Zahnflanken erst dann, wenn erstere in voller Tiefe in die Zahnlücken greifen. Bei weniger tiefem Eingreifen bewegen sich die vom Fräser getroffenen Teile des Rades rascher, als den betr. Neigungen der Fräserwindungen entspricht, und verursachen dadurch seitliches Drängen gegen den Fräser, was die Genauigkeit der Arbeit beeinträchtigen kann. Es ist der Vorgang verwandt mit dem bei gewissen Gewindeschneidewerkzeugen auftretenden.[1] Man kann diesen Fehler vermeiden, indem man die Entfernung von Fräser- und Werkstückachse von vornherein der endgültigen gleich macht und zunächst einen Fräser verwendet, auf dessen Kern nur ein niedriger Rest des Gewindes liegt, diesem dann einen zweiten folgen läßt, dessen Gewinde etwas höher über den Kern hervorragt usw., bis schließlich ein Fräser mit vollem Gewindequerschnitt die Arbeit vollendet. Es läßt sich aber dasselbe erreichen,[2] wenn der — verhältnismäßig lang hergestellte — Fräser in ähnlicher Weise zugespitzt wird wie ein guter Gewindebohrer,[3] und während der Arbeit — nach jedem Umlauf des Werkstücks — in seiner Achsenrichtung so verschoben wird, daß er tiefer eingreift.

4. Schleifflächen.

Wegen der starken Abnutzung, welcher die Schleifflächen unterliegen, sind letztere für die genaue Gestaltung von Werkstücken nur dann brauchbar, wenn für die Gleichförmigkeit ihrer Abnutzung in genügendem Grade gesorgt wird. Es geschieht dies durch gegensätzliches Verschieben zwischen Werkstück und Werkzeug in einer Richtung, welche quer zur Arbeitsrichtung liegt. Das genaue Gestalten mittels des Schleifens kommt deshalb nur für solche Werkstücke in Frage, welche eine solche gegensätzliche Verschiebung gestatten. Fig. 69 veranschaulicht z. B. die Zustellung für das Schleifen eines walzenförmigen Körpers w mittels des Schleifsteins s. Ersterer dreht sich langsam (minutlich n mal) um seine Achse $a\,a$, letzterer sehr rasch (n_1 mal minutlich) um seine Achse $b\,b$; zu gleicher Zeit verschiebt sich s gegensätzlich hin und her in der Richtung seiner Achse $b\,b$, die zu $a\,a$ genau gleichlaufend liegt, und zwar mit der sekundlichen Geschwindigkeit u.

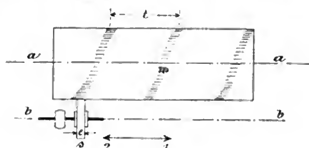


Fig. 69.

Vorausgesetzt, daß der Schleifstein auf seine ganze Breite e genau walzenförmig ist, bearbeitet der Schleifstein während seiner gegensätzlichen Verschiebung in der Richtung des Pfeiles *1* eine Fläche des Werkstückes,

[1] Z. 1885, S. 200.
[2] Reinecker, D.R.-P. No. 81418.
[3] Z. 1885, S. 198, mit Abb.

welche sich als schraubenförmiges Band mit der Ganghöhe t um das Werkstück w legt. Es ist t gleich der Verschiebung des Schleifsteins während einer ganzen Drehung von w, also

$$t = \frac{u}{\left(\frac{n}{60}\right)} = \frac{60 \cdot u}{n}.$$

Um die ganze Oberfläche von w zu schleifen, müssen mindestens die Ränder dieses schraubenförmigen Bandes sich berühren, d. h. es ist die Schleifsteinbreite

$$e \geqq t,$$

oder

$$e > \frac{60 \cdot u}{n}, \quad \ldots \ldots \ldots \quad (23)$$

oder die Verschiebungsgeschwindigkeit

$$u \leqq \frac{n}{60} \cdot e \quad \ldots \ldots \ldots \quad (24)$$

zu wählen.

Die genau walzenförmige Gestalt des Schleifsteins — wenn dessen Gefüge gleichförmig ist — ergibt sich von selbst, so lange $b\,b$ zu $a\,a$ gleichlaufend ist (vgl. S. 30—31). Es könnte nun angenommen werden, daß der Schleifstein an seinen Rändern im Durchmesser kleiner sei als in der Mitte, weil die in jeder Verschiebungsrichtung vorangehende Randfläche zunächst zur Beseitigung der ihr im Wege stehenden Schicht herangezogen werde. Diese Möglichkeit wird dadurch ausgeschlossen, daß man bei jedem Weg des Schleifsteins längs des Werkstückes nur eine ungemein dünne Schicht hinwegräumt, um (S. 22) den Druck auf das Werkstück und die hieraus sich ergebende Federung desselben möglichst zu verhindern und daß, infolge des Hin- und Herschiebens von s, die bandförmigen Schleifsteinspuren auf dem Werkstück sich vielfach kreuzen, so daß der etwa größer gebliebene mittlere Durchmesser durch die Ränder des Bandes in erster Linie Abnutzung erfährt, bis er dem Durchmesser der Ränder gleich wird. Eine gewisse Abnahme des Schleifsteindurchmessers findet selbstverständlich auf jedem seiner Wege statt; man macht dieselbe unfühlbar durch dasselbe Mittel, welches die Federung mindern soll: durch äußerst geringe Zuschiebung nach jedem längs des Werkstückes zurückgelegten Wege.

Da eine gewisse Federung der einander gegenüberliegenden Teile unvermeidlich ist, so wird der Schleifstein da die meisten Späne hinwegräumen, wo er am längsten verweilt. Es ist daher behufs Erzielung hohen Genauigkeitsgrades notwendig, daß die Geschwindigkeit der gegensätzlichen Verschiebung zwischen Werkstück und Schleifstein in der Richtung der Achsen $a\,a$, bzw. $b\,b$ möglichst in geradem Verhältnis zur Umfangsgeschwindigkeit sowohl des Werkstückes als auch des Schleifsteins bleibt, woraus folgt, daß z. B. es unzweckmäßig ist, diese Verschiebung durch eine Kurbel oder mittels der Hand stattfinden zu lassen.

Beim Ausschleifen zylindrischer Löcher sind dieselben Gesichtspunkte maßgebend, die für das Abschleifen der Außenflächen walzenförmiger Gegenstände soeben erörtert sind.

Das Abschleifen kegelförmiger Außen- (Fig. 70) und Innenflächen (Fig. 71) unterliegt denselben Grundsätzen: es muß die Achse des Schleif-

steins *b b* gleichlaufend zu der nächsten Erzeugenden der Kegelfläche liegen und die Verschiebung zwischen Schleifstein und Werkstück gleichlaufend zu diesen Linien stattfinden. Die Forderung, nach welcher die Verschiebungsgeschwindigkeit in geradem Verhältnis zur gegensätzlichen Umfangsgeschwindigkeit des in Bearbeitung befindlichen Werkstückteils bleiben soll, dürfte wegen der abnehmenden Durchmesser nicht zu erfüllen sein. Man kann

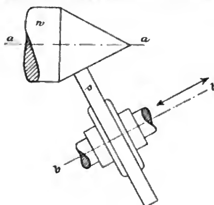


Fig. 70.

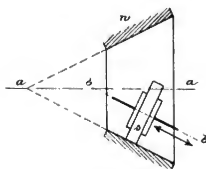


Fig. 71.

die hieraus erwachsende Fehlerquelle dadurch mindern, daß man die wegzunehmende Schicht noch kleiner wählt.

Früher[1]) habe ich nachgewiesen, daß zwei Scheiben *w* und *s* (Fig. 72), deren Drehachsen *a a* und *b b* genau gleichlaufend sind, sobald *w* und *s* aneinanderschleifen, beiderseits genau ebene Flächen erzeugen. Von dieser Tatsache wird schon lange Gebrauch gemacht, z. B. beim Schleifen des Spiegelglases. Es findet jener Satz auch Verwendung für das Erzeugen ebener Flächen an Metallgegenständen, z. B. in der Ausbildung,

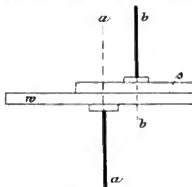


Fig. 72.

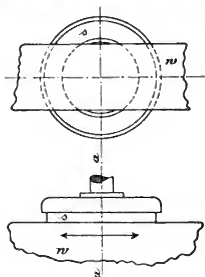


Fig. 73.

welche Fig. 73 versinnlicht. *s* ist ein ringförmiger Schleifstein, der mit seiner ebenen Erdfläche arbeitet, *w* das Werkstück, welches genau winkelrecht zur Achse des Schleifsteins jenem gegenüber geradlinig verschoben wird, also gewissermaßen einen Teil einer Scheibe unendlich großen Durchmessers bildet, deren Achse gleichlaufend zur Achse *a a* des Schleifsteins *s* liegt.

[1]) Hermann Fischer, Allgemeine Grundsätze und Mittel des mechanischen Aufbereitens. Leipzig 1888, S. 678 u. f.

Es möge noch angedeutet werden, daß man Kugelflächen auf ähnlichem Wege genau zu schleifen imstande ist. Aber auch andere Flächen lassen sich so erzeugen.[1])

B. Führungen.

Die bisherigen Erörterungen ergeben, daß geradlinige und kreisbogenförmige Wege für spanabhebende Werkzeuge sich am besten eignen. Sie sind nun gleichzeitig durch mechanische Mittel weit leichter genau hervorzubringen als sonstige Wege. Der Werkzeugmaschinenbau verwendet deshalb fast ausschließlich gerade und kreisförmige Wege oder solche, welche sich aus diesen beiden zusammensetzen lassen; andere Wegesgestalten werden nur in besonderen Fällen gewählt.

Wesentlichste Eigenschaft jeder Führungseinrichtung ist deren Dauer, d. h. deren Vermögen, während längerer Zeit genügend genau zu führen. Durch Gleiten der Führungsflächen aneinander werden diese abgenutzt; ist die Abnutzung eine genügend gleichförmige, so vermag man meistens sie durch Nachstellen der Flächen unschädlich zu machen. Selbst wenn solche Nachstellbarkeit geboten ist, mindert sich die Genauigkeit der Führung durch Abnutzung der Führungsflächen, da die abgenutzten Flächen in ihrer Gestalt mehr oder weniger von ihrer ursprünglichen abweichen; nur wenige Flächen besitzen die Eigenschaft, sich selbst in der anfänglichen Gestalt zu erhalten.

So ist denn allgemein geboten, auf möglichst geringe Abnutzung zu sehen.

Das kann geschehen durch recht harte Führungsflächen, gute Schmierung und große Flächen, so daß auf die Flächeneinheit nur ein kleiner Druck entfällt. Es hängt die Abnutzung auch von der Geschwindigkeit des Gleitens, oder richtiger von der Länge des gleitend zurückgelegten Weges ab. Diese Länge ist jedoch meistens gegeben, kann also nicht zugunsten geringerer Abnutzung vermindert werden.

Sehr harte, insbesondere aus gehärtetem Stahl bestehende Flächen sind ihrer schwierigen Herstellung halber nur in kleinen Abmessungen im Gebrauch. Man vermeidet aber nach Möglichkeit weiche Flächen, wählt also für die Führungsflächen hartes Guß- und Schmiedeeisen oder Stahl, sowie Bronze.

Der Schmierung wird, soweit möglich, große Aufmerksamkeit gewidmet. Sie muß in manchen Fällen auf das Fettighalten der Flächen beschränkt bleiben, besteht aber sehr häufig in stetiger Ölzufuhr. Von Wichtigkeit ist, die Gleitflächen möglichst vor Staub, insbesondere erdigem Staub, zu schützen.

Glasharte Stahlflächen, welche sehr langsam aufeinander gleiten, erfahren vorübergehend bis zu 20 kg Druck auf 1 qmm; bei den Schlitten der Drehbänke und Hobelmaschinen, sofern deren Gleitflächen nur unvollkommen geschmiert werden können, läßt man dagegen höchstens 0,1 kg auf 1 qmm zu, rechnet aber womöglich nur 0,05 kg. Bestimmte, allgemein gültige Zahlen für den auf die Flächeneinheit entfallenden Druck lassen sich wegen der verschiedenartigsten Umstände, welche die Größe der Flächen beeinflussen, nicht geben; man wird in dem einzelnen Falle prüfen

[1]) Vgl. Z. 1898, S. 16, mit Abb.

müssen, wie groß die Gleitflächen, ohne Unzuträglichkeiten zu verursachen, gemacht werden können, sowie welchen Wert man auf lang dauernde Genauigkeit zu legen hat, und hiernach bestimmen.

1. Führungen für gerade Wege.

a. Bauart derselben.

Da man zwischen „toten Spitzen" selbst unter Verwendung eines Handstichels durch Abdrehen einen genauen Zylinder herstellen kann — während andere zu Führungen brauchbare Gestalten eine gute Werkzeugmaschine zu ihrer Herstellung bedürfen — so liegt nahe, diesen Zylinder als Führungsstab mit kreisförmigem Querschnitt zu verwenden. Leider beeinträchtigen andere Eigenschaften die Brauchbarkeit dieser Stabform in dem Grade, daß man letztere zurzeit nur in Ausnahmefällen für geradlinige Führung verwendet. Am unbequemsten ist der Umstand, daß bei gleichförmiger Abnutzung der Führungsflächen der Krümmungshalbmesser bei der Fläche von *a* (Fig. 74) abnimmt, während derjenige der Hohlfläche, welche zum Schlitten *b* gehört, größer wird.

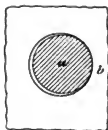


Fig. 74.

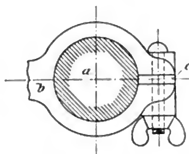


Fig. 75.

Bei ungleichmäßiger Abnutzung infolge einseitiger Inanspruchnahme verlieren beide Flächen ihre Walzenform. Hieraus folgt, daß eine Nachstellbarkeit der Flächen nur möglich ist, soweit die Abnutzung in sehr engen Grenzen bleibt. Sie wird erreicht durch elastische Nachgiebigkeit der Hohlfläche. Eine hierher gehörende Ausführungsform stellt Fig. 75 dar. Mit dem geführten Stück *b* ist ein Auge verbunden, dessen Wand gegenüber vom Buchstaben *b* gespalten und dünn genug ist, um mittels Schrauben ein wenig zusammengedrückt zu werden. Man pflegt, um das Zusammendrücken zu begrenzen, den Spalt sehr eng zu machen oder mit einem nachgiebigen Stück *c* — aus Holz oder Leder — auszufüllen. Hiermit verwandt ist die Ausführungsform, welche Fig. 76 in zwei Schnitten darstellt. Die hohle Führungsfläche wird durch eine Büchse *c* geboten, welche außen kegelförmig gestaltet, auf einer Seite in der Längsrichtung gespalten und an der Außenseite mehrfach eingeschnitten ist. Diese Büchse steckt in der kegelförmigen Bohrung des Stückes *b* und wird unter Anwendung der Muttern *m* nach Bedarf in die Bohrung von *b* hineingedrängt. Der Spalt der Büchse liegt oben; seine

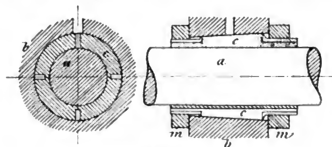


Fig. 76.

Enden werden durch Filzeinlagen geschlossen (Fig. 76, rechts) und bietet so Gelegenheit zur Aufnahme und Abgabe des Schmiermittels.

Andere Ausführungsformen findet man weiter unten bei den Führungen für kreisförmige Wege.

Vielfach zieht man vor, die Führungsflächen zu erneuern, nachdem sie mehr abgenutzt sind, als die betreffende Führung erlaubt. Das geschieht durch Nachdrehen der einen Fläche und durch Anbringen von Büchsen in bzw. auf der anderen Fläche. Fig. 77 stellt eine dementsprechende Einrichtung für eine Bohrspindel dar. Die eigentliche Bohrspindel ist mit *a* bezeichnet; sie soll in der sich drehenden Hohlspindel *b* verschoben werden. Man hat in die Enden der Hohlspindel Büchsen *c* gesetzt, welche nach Bedarf durch neue, engere ersetzt werden, während die Spindel *a* durch Abdrehen berichtigt wird. Nach Umständen befestigt man die — in bezug auf Fig. 77 — rechts belegene Büchse auf der Spindel *a* und läßt sie in der Bohrung der Hohlspindel gleiten.

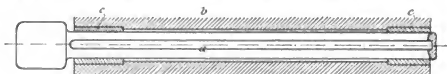


Fig. 77.

Nicht selten wird einer der Teile, nachdem durch eingetretene Abnutzung die Führung zu mangelhaft geworden ist, einfach weggeworfen und durch einen neuen ersetzt, während der andere durch Nachdrehen, bzw. Nachbohren Berichtigung erfährt.

Der zweite wesentliche Fehler der Geradführung am runden Stabe besteht darin, daß besondere Vorkehrungen getroffen werden müssen, um eine zufällige Drehung des geführten Stückes zu hindern. Man legt zu dem Zweck zwei solche Führungsstäbe gleichlaufend nebeneinander oder fügt zwischen den Stab *a* und das geführte Stück *b* (Fig. 78) eine rechteckige Feder *c*.

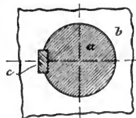


Fig. 78.

Das letztere Verfahren ist nur für den Fall brauchbar, daß das Moment, welches *b* um *a* zu drehen versucht, immer dieselbe Richtung hat. Es findet wohl Anwendung bei Bohrmaschinenspindeln (vgl. Fig. 77) oder in ähnlichen Fällen, wo die Feder oder Leiste *c* lediglich als Mitnehmer wirkt. Die Leiste *c* kann an dem Stabe *a* befestigt sein, während sie in einer Nut von *b* gleitet, oder sie ist an *b* fest und gleitet in einer Nut des Stabes *a*. Die Befestigung der Leiste in *b* kann dadurch geschehen, daß man von außen Schrauben einführt, welche in der Leiste ihre Muttergewinde finden oder nach Fig. 79 die Enden von *c* rechtwinklig abbiegt und in Nuten schiebt, die an den Endflächen von *b* ausgebildet sind, oder nach Fig. 80 quer zur Achse in *b* ein Loch bohrt, welches zunächst das Einhobeln einer Nut für *c* gestattet, dann aber eine an *c* ausgebildete Nase aufnimmt, oder nach Fig. 81 in *b* einen Schlitz erzeugt, durch welchen die Leiste von außen eingeschoben wird, so daß sie in die Nut von *a* greift.

Der Führungsstab rechteckigen Querschnitts verhindert ohne weiteres eine Drehung des geführten Teiles. Wie Fig. 82 darstellt, kommen

hierbei nur diejenigen Flächenteile zur Wirkung, welche in der Nähe der Kanten liegen. Hat daher die Führung erheblicheren Drehmomenten zu widerstehen, so sind die Mitten der Führungsflächen als solche wertlos, weshalb man sie zurückspringen läßt und lediglich den Flächenteilen, welche den Kanten nahe liegen, Aufmerksamkeit schenkt.

Die Abnutzung der Führungsflächen rechteckiger Führungsstäbe ist, wenn sie auf jeder einzelnen sich gleichförmig verteilt, auszugleichen mit Hilfe der Nachstellbarkeit zweier derselben, welche rechtwinklig zusammenstoßen.

Fig. 79.

Fig. 80.

Fig. 81.

Fig. 82.

In Rücksicht auf bequeme Ausführung werden in der Regel nicht die Flächen des Stabes *a*, sondern zwei nach innen gekehrte Wände des Schlittens *b* nachstellbar gemacht. Fig. 83 stellt als Beispiel einer solchen Führung diejenige der Bettplatte *b* auf einem Drehbankbett *a* dar. Die untere Fläche der Bettplatte ruht auf der oberen des Bettes. Gegen die senkrechten Flächen des Bettes legen sich zwei Leisten, von denen die eine, rechtsseitige, fest an der Bettplatte sitzt, während die linksseitige *c*

Fig. 83.

durch Schrauben nachstellbar ist. Die Leiste *c* greift unter den linksseitig vorspringenden Rand des Bettes und eine zweite Leiste *d* unter den rechtsseitigen Rand; beide Leisten sind senkrecht nachzustellen, wodurch die zweite Nachstellbarkeit geboten wird. Damit die senkrechten Schrauben die Leisten nicht schief ziehen, legt man in den der Nachstellbarkeit dienenden Spalt nachgiebige (Papier, Pappe, Leder) oder auswechselbare (Blech-) Platten. Zu den eingeschriebenen Maßen ist noch zu bemerken, daß der Abstand von Schraubenmitte zu Schraubenmitte 240 mm beträgt.

Fig. 84 stellt eine andere Ausführungsform der Leiste *c* dar. *c* ist im Querschnitt T-förmig; da, wo die senkrechten Schrauben hindurch gehen, ist die Mittelrippe weggeschnitten; die wagrechten Schrauben greifen mitten zwischen der senkrechten an.

Die nachstellbare Leiste wird durch den Druck der Schrauben durchgebogen und legt sich demgemäß gegenüber den Schrauben fester an die Führungsfläche als an andere Stellen. Dies wird wenigstens in einer Richtung dadurch verhütet, daß man die nachstellbare Leiste *c* (Fig. 85) in der Längenrichtung keilförmig gestaltet. Sie wird durch die Schraube *d* angezogen.

Fig. 84.

Für manche Zwecke ist die Führung, welche Fig. 86 darstellt, gut zu gebrauchen. Man findet sie in sehr verschiedenen Ausführungsformen.

Wenn der Schlitten *b* durch sein eigenes Gewicht jedem möglichen Versuch des Abhebens zu widerstehen vermag, so ist unnötig, Teile des Schlittens unter herausragende Ränder des Bettes *a* greifen zu lassen. Man kann eine offene, statt einer geschlossenen Führung anwenden. Das Gewicht des Schlittens macht auch jede Nachstellbarkeit in lotrechter Richtung entbehrlich.

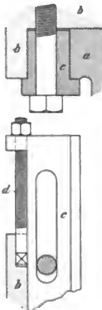
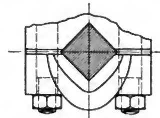


Fig. 85.

Die Fig. 87, 88 und 89 stellen in einem Querschnitt, einem Grundriß und einem teilweisen Längsschnitt eine hiernach angeordnete Tischführung einer Hobelmaschine dar. Von dem Hobelmaschinentisch sieht man in Fig. 87 nur die Querschnitte der mit ihm fest verbundenen Leisten *b*. Sie greifen in zwei Furchen rechteckigen Querschnitts, welche im Bett *a* ausgebildet sind. Man bemerkt nun an der linken Seite der Fig. 87, daß die Leiste *b* die zugehörige Furche nicht ganz ausfüllt, so daß die senkrechten Wände der letzteren an der Führung sich nicht beteiligen. Die rechtsseitige Leiste *b* dagegen liegt eng zwischen der einen Seitenwand der zugehörigen Furche und der nachstellbaren Leiste *c*. Man überläßt die seitliche Führung des Tisches der einen Seite, teils wegen der Schwierigkeit, die Teile beiderseitig genau passend zu machen, teils weil bei Temperaturwechseln der freier von der Luft umspülte Tisch früher die entsprechenden Dehnungen erfährt als das Bett, also — wenn auch nur vorübergehend — Klemmungen eintreten würden, wenn beide Leisten von *b* seitlich vom Bett eng eingeschlossen wären. Die seichten Vertiefungen der Furchensohlen, welche Fig. 88 und 89 erkennen lassen, sollen das Schmieröl zurückhalten und die am Ende der Furchensohlen ausgebildeten Näpfe zum Auffangen abfließenden Öles dienen. Das Nachstellen der Leiste *c* findet durch Schrau-


Fig. 86.

ben *d* statt, deren Muttergewinde in dem benachbarten Furchenrande sich befindet. Um nun jede eigenmächtige Lagenänderung der Leiste *c* zu verhüten, sind die Schrauben *d* (Fig. 90) in ihrer Längenrichtung durchbohrt und Bolzen in *c* geschraubt, welche durch *d* hindurch reichen und außen mit einer Mutter versehen sind. Das sog. spitze Ende jeder Schraube *d* drückt gegen *c*, das Kopfende gegen die mit *c* verbundene Mutter, so daß bei beiden Drehrichtungen von *d* die Leiste *c* folgen muß.

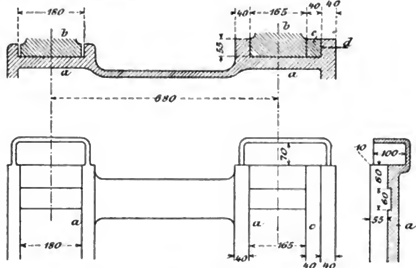


Fig. 87, 88 u. 89.

Vielfach beliebt ist die Führung am dreikantigen Stabe.

Letzterer verhütet ebenso wie der Stab rechteckigen Querschnitts ohne weiteres eine Drehung des geführten Stückes um den Führungsstab, auch liegen nach Fig. 91 die Flächenteile, welche versuchter Drehung entgegentreten, in der Nähe der Kanten, so daß die Mittelteile der Führungsflächen nach Fig. 92 entbehrt werden können. Ist der Querschnitt des Stabes *a* ein

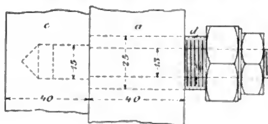


Fig. 90.

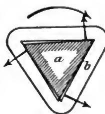


Fig. 91.

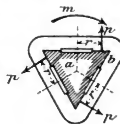


Fig. 92.

gleichseitiges Dreieck, so treten dem Moment *M*, welches den Schlitten *b* um die Achse des Stabes zu drehen versucht, die drei Momente $p \cdot r$ entgegen. Ist es nicht bequem, dem Stabe *a* das ganze Dreieck als Querschnitt zu geben, so kann man sich mit zwei der Momente $p \cdot r$ als widerstehende begnügen, wobei diese selbstverständlich größer ausfallen. Die Fig. 93 und 94 deuten zwei derartige Ausführungsformen an; bei ersterer umfaßt das geführte Stück *b* den Führungsstab *a*, bei letzterer findet das Umgekehrte statt, es ist hier *a* gewissermaßen ein Hohlstab. In diesen Figuren sind die widerstehenden Momente, aus denen die auf die Führungsflächen wirkenden Drücke be-

rechnet werden, nicht auf die Achse des Stabes, sondern auf Kippachsen zogen, was die in Rede stehende Berechnung erleichtert.

Der dreikantige — Voll- oder Hohl- — Stab ist als Führungsmittel besonders deshalb beliebt, weil zur Ausgleichung der Abnutzung eine nachstellbare Fläche genügt. Die mittels der Schraube *d* nachstellbare

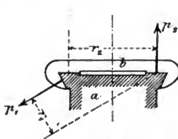


Fig. 93.

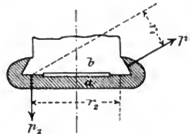


Fig. 94.

Platte *c* (Fig. 95) ist imstande, die Abnutzung aller drei Flächen auszugleichen, wenn die Abnutzung auf der einzelnen Fläche gleichmäßig stattfindet. Die Führungformen, welche in Fig. 93 und 94 angedeutet sind, bedürfen demnach nur einer nachstellbaren Leiste, während die andere Leiste mit dem Schlitten — oder dem Hohlstab — fest verbunden sein

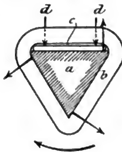


Fig. 95.

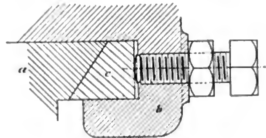


Fig. 96.

kann und tatsächlich auch ist. Die folgenden Figuren stellen einige der zahlreichen im Gebrauch befindlichen Anordnungen für die nachstellbare Leiste dar. Es ist bei der durch Fig. 96 dargestellten die Platte *b* hakenförmig umgebogen, um die Leiste *c* zu tragen, Schrauben drücken *c* gegen *a*. Das bloße Festhalten von *c* (Fig. 97) an *b* durch Reibung, welche der

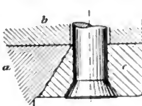


Fig. 97.

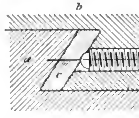


Fig. 98.

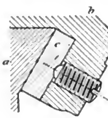


Fig. 99.

Schraubenandruck veranlaßt, ist unsicher und das eigentliche Nachstellen mangelhaft. Fig. 98 ist mit Fig. 99 verwandt; da die Leiste *c* verhältnismäßig dünn gewählt worden ist, so muß eine größere Zahl Druckschrauben verwendet werden. Die kugelförmig abgerundeten Schraubenspitzen greifen in Grübchen der Leiste *c*, um diese vor gelegentlichem Herausfallen zu

schützen. Bei der durch Fig. 98 abgebildeten Ausführungsform hat die Führung zwischen *a* und *b* eine größere Breite als bei der Anordnung nach Fig. 99, ohne mehr Raum zu beanspruchen. Dasselbe bezweckt das durch Fig. 100 Dargestellte. Da der Druck zwischen *a* und *c* winkelrecht zur Führungslinie liegt, so versucht er *c* zu kippen, was die Schrauben *d* zu verhüten haben. Der Nachstellbarkeit halber stecken die Schrauben *d* in länglichen Löchern von *c* und die Schraubenköpfe in ovalen Vertiefungen.

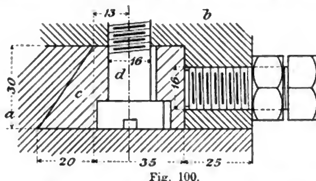


Fig. 100.

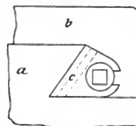


Fig. 101.

Nach Fig. 101 ist die Leiste *c* in ihrer Längenrichtung keilförmig und wird behufs Nachstellens in dieser Richtung durch eine Schraube verschoben, welche durch einen rechtwinklig abgebogenen Lappen der Leiste *c* ragt (vgl. Fig. 85, Seite 53).

Fig. 102 zeigt eine Abart der zuletzt angeführten Anordnung, indem die keilförmige Leiste *c* nicht durch eine Kopfschraube, deren Muttergewinde in den Schlitten *b* geschnitten ist, eingedrückt wird, sondern durch eine Schraube *d*, welche in einer Aussparung von *b* liegt und sich dort festhält, sowie eine gewöhnliche Mutter. Das Holzklötzchen *e* soll zu tiefes Eindrücken verhindern.

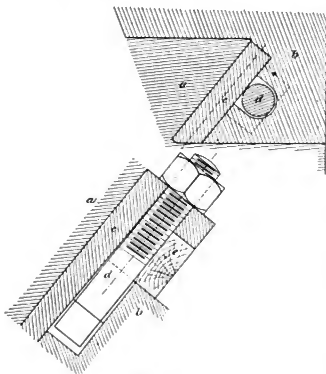


Fig. 102.

Bei dieser Leistenanordnung ist noch dafür zu sorgen, daß *c* nicht nach unten herausrutscht. Das kommt bei der Anordnung, welche Fig. 103 darstellt, nicht in Frage. Hier ist die Leiste *c* auch im Querschnitt keilförmig, so daß sie nicht herabgleiten kann. Das Muttergewinde der Schraube *d* ist in den Schlitten *b* geschnitten und ein an *d* ausgebildeter Kragen greift in eine Nut von *c*.

Für manche Fälle sehr geeignet ist die durch Fig. 104 dargestellte Leistenanordnung. Die Leiste *c* ist durch einen schrägen Schnitt geteilt, so daß ihre äußeren der Führung dienenden Schmalflächen in größerem oder geringerem Abstand voneinander gebracht werden, ohne die zueinander gleichlaufende Richtung zu beeinflussen. Eine Schraube *d* vermittelt das gegensätzliche Verschieben der beiden Leistenhälften und andere Schrauben befestigen letztere an dem Schlitten *b*.

Die Anordnung, welche Fig. 105 darstellt, findet man zuweilen bei den Schlitten oder Stößeln der Feil- und Stoßmaschinen angewendet; *c* greift in eine genau passende flache Furche von *b*; seine schrägen Flächen werden durch Anziehen der in der Figur sichtbaren Schrauben gegen die schrägen Flächen der in *a* ausgebildeten Nut schwalbenschwanzförmigen Querschnitts gedrückt. Man kann Fig. 106 als von Fig. 105 abgeleitet ansehen. Die nachstellbare Leiste *c* (Fig. 106) liegt rechts von *a*, während links eine in der Figur nicht gezeichnete an *b* feste Leiste sich an *a* legt. Der keilartige Querschnitt von *c* füllt den Raum zwischen *a* und einer rechtsseitig an *b* festen Leiste aus. Schrauben *d* dienen zum Anziehen. Es eignet sich diese Anordnung besonders für kräftige Führungen.

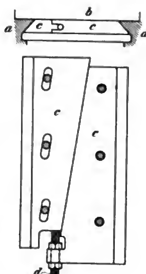


Fig. 103.

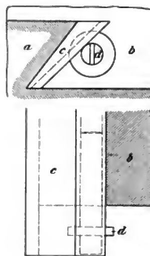


Fig. 104.

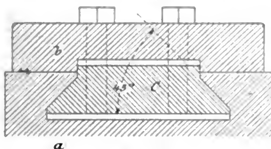


Fig. 105.

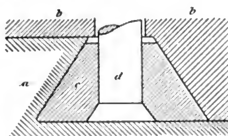


Fig. 106.

Fig. 107, 108 und 109 zeigen eine andere Ableitung von Fig. 105, und zwar Fig. 107 in kleinerem Maßstab in deren Verwendung für den Querschlitten einer Drehbank. Aus Fig. 109 ist besonders zu erkennen, daß die Leiste *c* sich gegen eine senkrechte Fläche von *b* legt und in eine Nut des Schlittens *b* so eingreift, daß sie nicht kippen kann. Fig. 108 zeigt die Anordnung der zum Anziehen dienenden Schrauben *d*. Nach Fig. 110 ist die nachstellbare Leiste *c* gegen die gleich gerichtete Fläche von *a* und *b* gelegt. Eine auswechselbare oder nachgiebige Einlage zwischen *a* und *c* gestattet die Schrauben *d* nachzuziehen.

Es mögen noch drei Formen angeführt werden, welche nur für bestimmte Fälle brauchbar sind. In Fig. 111 bezeichnet *a* den Querschnitt eines Bohrmaschinenständers, *b* das Halslager der Borspindel. Dieses ist nun in der Mitte gespalten, so daß die genügende Nachstellbarkeit durch

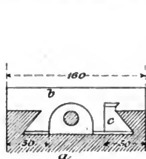


Fig. 107.

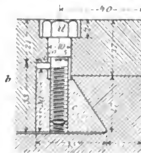


Fig. 108.

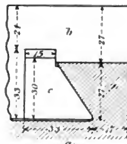


Fig. 109.

Anziehen der Schrauben *d* geboten wird. Die durch Fig. 112 abgebildete Anordnung ist brauchbar, wenn der Schlitten *b* vorwiegend winkelrecht zu seiner ebenen Grundfläche in Anspruch genommen wird. Die nachstellbare

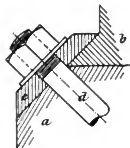


Fig. 110.

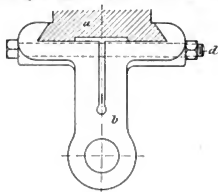


Fig. 111.

Leiste *c* greift in eine Nut schwalbenschwanzförmigen Querschnitts, welche in *a* hergestellt ist. An *c* ist ein gut abgedrehter Bolzen *d* ausgebildet, welcher in das gebohrte Loch von *b* greift. Eine Mutter am oberen Ende von *d* dient zum Anziehen der Leiste *c*. Diese Anordnung erlaubt eine Drehung zwischen *a* und *b* um die Achse von *d* und eignet sich aus diesem Grunde für die Verbindung des Drehbankquerschlittens mit der hinter der Drehbank liegenden Führungsleiste, welche dem Erzeugen kegelförmiger Gestalten dient (s. w. u.). Fig. 113 endlich gibt eine Führung wieder, welche sich für den Fall eignet, daß der Schlitten nur in der Richtung des Pfeiles *I* oder durch ein rechts drehendes Moment *II* in Anspruch genommen wird. Der Körper *a* hat links eine feste nach Art der Dreiecksführung gestaltete Leiste, rechts eine solche, welche nur von oben nach unten gerichteten Druck aufzunehmen vermag. Hackenschrauben *d* drücken *b* gegen die erstere Leiste.

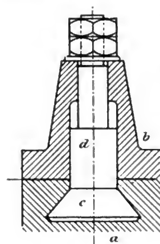


Fig. 112.

Wirkt die Führung vorwiegend tragend und ist das Gewicht des geführten Gegenstandes entsprechend groß, so kann man die eine Seite des Dreiecks, welches die Grundform des Leistenquerschnitts bildet, weglassen und das Nachstellen dem Gewicht des Schlittens überlassen. Bei Hobelmaschinen erhalten z. B. die Bahnen einen sog. schweinsrückenartigen

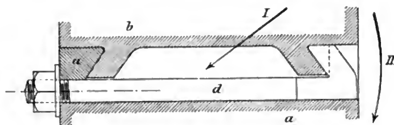


Fig. 113.

Querschnitt (Fig. 114, links); bei größerer Breite des Tisches *b* wird aus Gründen, welche schon zu Fig. 87, Seite 54 genannt sind, nicht selten nur die eine Bahn nach dem Schweinsrücken gestaltet, während die andere — Fig. 114 — eben und wagrecht gemacht wird.

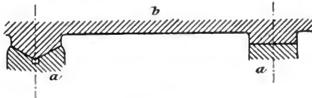


Fig. 114.

Da, wo nicht zu befürchten ist, daß Späne oder andere Verunreinigungen auf die unten liegende Gleitfläche fallen können, wird für diese die hohle Gestalt gewählt, so daß sie das Schmiermittel gut zusammenhalten kann, im anderen Falle legt man die hohle Fläche nach oben, da der erhabene, nach oben gerichtete Rücken von Verunreinigung bequemer zu befreien ist als die hohle Fläche. In letzterer Anordnung kommt die

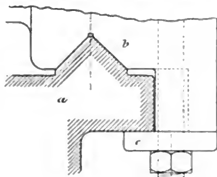


Fig. 115.

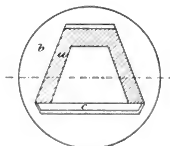


Fig. 116.

Schweinsrückenführung häufig für die Bettplatten der Drehbänke in Anwendung mit der Änderung, daß man das zu geringe Gewicht der Bettplatte durch einen angehängten Klotz ergänzt, oder nachstellbare Leisten *c* (Fig. 115) unter die Ränder des Bettes *a* greifen läßt. Es werden für Drehbänke regelmäßig zwei zueinander gleichlaufende schweinsrückenartige Führungsleisten angewendet. Man macht zugunsten der Schweinsrückenführung den Umstand geltend, daß der vom Stichel herrühende

Druck die Führungsflächen zusammendrückt und hierdurch die Genauigkeit der Führung besonders sichert, während bei den sonstigen, vom dreikantigen Stabe abgeleiteten Führungsanordnungen für Drehbänke die schrägen Gleitflächen durch den Sticheldruck auseinander gedrängt werden. Dagegen wird für den einfachen Stabquerschnitt nach Fig. 93 bzw. Fig. 94 der Vorzug beansprucht, daß er leichter genau herzustellen, leichter auf seine Genauigkeit zu prüfen sei, auch die Führungsflächen ohne Schwierigkeiten groß gemacht werden könnten.

v. Pittler[1]) verwendet nicht zwei zueinander gleichlaufende Schweinsrücken zur Führung eines Schlittens, sondern nur einen, dessen Querschnitt durch seine Größe und durch die Kleinheit des Winkels, welchen die beiden schrägen Flächen einschließen — er beträgt nur 40° — von dem sonst gebräuchlichen abweicht. In Fig. 116 bezeichnet *a* den außen walzenförmigen Schlitten und *c* eine nachstellbare Platte.

b. Gewinnen und Erhalten der Genauigkeit.

Erste Vorbedingung für die Herstellung genauer Führungen ist die Verwendung genau arbeitender Werkzeugmaschinen. Es sollen außerdem die Führungsteile in möglichst starren Formen ausgeführt werden, und zwar insbesondere aus folgenden Gründen: Es erstarrt die Oberfläche der Gußstücke früher als das Innere, wodurch mehr oder weniger große Spannungsverschiedenheiten entstehen. Wird nun ein Teil der Oberfläche behufs Gewinnens genauer Gestalt abgehobelt oder abgefräst, so ändern sich die Spannungsverhältnisse und führen zu merkbarem Werfen des Werkstückes, wenn dieses seiner Gestalt nach solchem Werfen wenig Widerstand entgegensetzt. Aus diesem Anlaß ist man nicht selten genötigt, das Werkstück zunächst im Groben zu bearbeiten und dann aufs neue behufs endgültiger Bearbeitung an der Werkzeugmaschine zu befestigen, so daß nach dem ersten Bearbeiten, bei welchem der größte Teil des Hinwegzuräumenden zerspant wurde, dem Werkstück Gelegenheit gegeben wird, seine Spannungen auszugleichen. Manche Stücke werden aus gleichem Grunde an allen Seiten geschruppt, dann anders aufgespannt und geschlichtet. Das gilt insbesondere auch von geschmiedeten Teilen, die starre Gestaltung nicht gestatten, aber durch die Wirkung des Hammers nennenswerte Spannungsunterschiede zwischen der Oberflächenschicht und dem Innern aufgenommen haben.

Es ist eine starre Form der Teile auch von Wert wegen des großen Druckes, welcher beim Spanabheben winkelrecht zur in Bildung begriffenen Fläche ausgeübt wird. Hierdurch können vorübergehende Durchbiegungen herbeigeführt werden und nach dem Zurückspringen derselben Ungenauigkeiten der Fläche, wenn nicht das Werkstück hinlänglich steif ist. Diesen Übelstand mildert man übrigens auch durch schließliche Abnahme eines recht dünnen Spanes.

Die überall genau gleiche Entfernung zwischen den einander gegenüberliegenden Führungsflächen sucht man häufig dadurch zu sichern, daß man — nach sonstigem Abschluß der Bearbeitung — die nachstellbare Leiste einlegt und bei unveränderter Aufspannung von beiden einander gegenüberliegenden Flächen nochmals einen dünnen Span abnimmt, bei

[1]) Z. 1891, S. 1315, mit Abb.

Anwendung des Fräsers vielleicht in der Weise, daß zwei Fräser — einer auf der linken, einer auf der rechten Seite — gleichzeitig arbeiten.

Nach dieser Bearbeitung prüft man die erzielte Genauigkeit und bessert sie nach Bedarf durch Schaben.[1]) Mancherorts begegnet man der Anschauung, daß die angedeutete Prüfung entbehrt werden könne, wenn man durch sorgfältige Überwachung der angewendeten Werkzeugmaschinen sich von deren genauer Arbeit überzeugt habe. Das mag richtig sein für die Regel; in Ausnahmefällen wird man sich aber der nachträglichen Prüfung der Werkstücke nicht entziehen können. Die Anführung der Grundzüge der Untersuchungsverfahren an dieser Stelle ist daher berechtigt, zumal sie sich zum Teil auch auf vorhandene Werkzeugmaschinen beziehen. Am einwandfreiesten ist die Prüfung einer walzenförmigen Fläche. Man legt das Werkstück so zwischen zwei „tote“ Spitzen, daß deren Achse mit der des Werkstücks zusammenfällt. Um den Fehler, welcher aus der Durchbiegung des Werkstücks entstehen kann, auszuscheiden, kann diese Achse lotrecht gelegt werden. Nunmehr untersucht man mittels feinfühligen Tasters, ob das Werkstück überall gleiche Dicke hat und dann mittels Fühlhebels, ob diese Dicke überall gleich um jene Achse sich legt. Ein solcher Fühlhebel kann nach Fig. 117 eingerichtet sein. *w* bezeichnet das

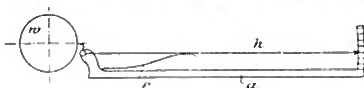


Fig. 117.

Werkstück, welches man langsam um seine Achse dreht, *h* einen Winkelhebel, welcher zwischen Spitzen schwingt, an seinem kurzen Ende zur Fühlfläche, an seinem langen Ende zum Zeiger ausgebildet ist, *f* eine leichte Feder, welche die Fühlfläche gegen das Werkstück drückt und *a* das Gestell des Fühlhebels. Der am Gradbogen des letzteren abgelesene Ausschlag des Hebels steht nicht in geradem Verhältnis zu den Ungenauigkeiten des Werkstückes, läßt aber erkennen, ob diese groß oder gering sind, und das genügt dem vorliegenden Zweck.

Man prüft nun an verschiedenen Stellen, insbesondere diejenigen ins Auge fassend, welche aus irgend welchen Gründen der einseitigen Lage des Querschnitts gegenüber der Achse verdächtig sind.

Dieses Verfahren ist umständlich. Steht eine Drehbank zur Verfügung, deren Bett und Spitzen an sich und in bezug auf ihre gegensätzliche Lage als hinreichend genau bekannt sind, so läßt sich die Dicke und die Verteilung derselben um die Achse mittels Fühlhebels zu gleicher Zeit beobachten, indem man den Fühlhebel am Drehbankschlitten befestigt und mit diesem an dem kreisenden Werkstück entlang führt. Ein einfacher Fühlhebel, wie ihn Fig. 117 andeutet, ist als Nr. 1 bereits 1831 für die technologische Sammlung der Hannoverschen technischen Hochschule beschafft, einen handlicheren findet man in unten verzeichneter Quelle beschrieben.[2]) Sehr feinfühlig sind die Fühlhebel, bei welchem der Ausschlag

[1]) Hermann Fischer, Allgem. Grundsätze und Mittel des mechanischen Aufbereitens. Leipzig 1888, S. 676.

[2]) Z. 1897, S. 20, mit Abb.

von *h* (Fig. 117) durch eine Wasserwage angegeben wird; sie leiden aber an dem Übelstand, daß das Werkstück sich sehr langsam drehen muß, weil anderenfalls durch die Masse der Wasserwage störende Erschütterungen verursacht werden.

Für die Prüfung ebener Flächen auf ihre Genauigkeit ist die Richtplatte das geeignetste Werkzeug. Es darf das allerdings keine solche sein, deren Genauigkeit nur auf derjenigen der Hobelmaschine, welche sie erzeugte, beruht, sondern eine wirklich genaue Platte.[1]) Ist die Richtplatte größer oder doch etwa ebenso groß wie die auf ihre Ebenheit zu prüfende Fläche, so ist das anzuwendende Verfahren einfach; man bestreicht die Platte sehr dünn mit einer ganz fein abgeriebenen Farbe und führt sie in leichten Zügen über die zu prüfende Fläche hinweg. Sie bezeichnet dabei diejenigen Stellen, welche der Nacharbeit durch Schaben bedürfen. Nach dem Schaben wird die Richtplatte abermals über das Werkstück geschoben und nach Bedarf wieder geschabt, bis schließlich die gleichförmige Färbung der Werkstückfläche bekundet, daß sie sich mit der Richtplattenfläche deckt.

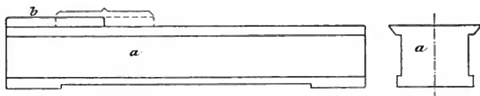


Fig. 118.

Steht nur eine kleinere Richtplatte zur Verfügung, so prüft und berichtigt man zunächst einen Teil der Werkstückfläche, welcher der Richtplattengröße entspricht, und schreitet von dem so genau gewordenen Flächenteil ausgehend schrittweise vor. Beispielsweise soll die obere ebene Fläche des Drehbankbettes *a* (Fig. 118) auf diesem Wege genau gemacht werden, und zwar mit Hilfe der kurzen Richtplatte *b*. Man kann zunächst das eine Ende des Drehbankbettes auf die Länge von *b* vornehmen. Nachdem der Teil in vorhin angegebener Weise vollendet ist, legt man die Richtplatte zur Hälfte auf das jetzt in Angriff zu nehmende Flächenstück und schabt an diesem so lange, bis es mit dem ersten Stück genau im Einklange steht usw. Dabei kann vorkommen, daß die Richtplatte auf den folgenden Teilen überhaupt nicht abfärbt, aber auch, daß von diesen mehr abgenommen werden soll als durch Schaben möglich ist, mit anderen Worten, daß die Richtung des ersten Stückes von der Gesamtrichtung abweicht. Dann bleibt nur übrig, den ersten Teil in zutreffendem Sinne umzuarbeiten.

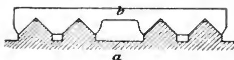


Fig. 119.

Für schmale Flächen verwendet man in gleicher Weise genaue Lineale.

Die Prüfungen der Kantenwinkel und der gleichlaufenden Richtung zweier Flächen mittels gewöhnlicher Lehren führen eine gewisse Unsicherheit mit sich. Für die Schweinsrückenführung der Drehbänke ersetzt die

---

[1]) Vgl. Hermann Fischer, Allgem. Grundsätze und Mittel des mechanischen Aufbereitens. Leipzig 1888, S. 676.

in Fig. 119 abgebildete Lehre *b* in gewissem Grade die Richtplatte, wenn erstere mit entsprechender Sorgfalt ausgeführt worden ist. Eine ähnliche Lehre verwendet man mit Vorteil bei Hobelmaschinenbahnen.

Für manche Fälle ist eine feinfühlige Wasserwage zur Prüfung der Flächen auf ihre Geradheit recht brauchbar. Heißt der Krümmungshalbmesser der Röhre r und die Fußlänge der Wage l (Fig. 120), so verhält sich der auf der Röhre abgelesene Ausschlag δ zum Abstand x des Punktes b über der durch a gelegten Wagerechten wie r zu l. Man kann somit durch recht großes r eine unmittelbar nicht erkennbare Größe x auf der Röhre ablesbar machen. Es sei z. B. $r = 100\,m$, $l = 0{,}5\,m$, dann ergibt sich: $\delta = \frac{100}{0{,}5} \cdot x = 200\,x$. Es sind auf der Röhre 0,5 mm noch deutlich abzulesen, also mit vorliegender Wasserwage noch ein Abstand $x = \frac{0{,}5 \text{ mm}}{200} = \frac{1}{400}$ mm, zu bestimmen. Legt man nun die zu prüfende Fläche im wesentlichen wagrecht und vermerkt die an verschiedenen Stellen beobachteten Ausschläge δ, so läßt sich hieraus mit einiger Genauigkeit bestimmen, um welche Beträge die einzelnen Stellen von einer mittleren Geraden abweichen, und der nötige Anhalt für die Nachbearbeitung gewinnen. Für Flächen, welche nicht wagrecht gelegt werden können, ist die Wasserwage mit einstellbarer Sohle zu versehen.

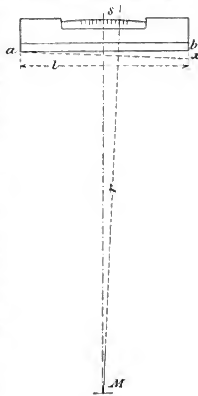


Fig. 120.

Die Gewinnung genauer Führungsflächen ist hiernach umständlich und kostspielig und schon deshalb ist es nötig, der Erhaltung dieser Genauigkeit vollste Aufmerksamkeit zu schenken.

Insbesondere ist darauf zu halten, daß jede der Flächen sich möglichst gleichförmig abnutzt. Das setzt voraus: gleiche Härte der Fläche in ihrer ganzen Ausdehnung, gleichen Druck auf die Flächeneinheit, gleiche Gleitungslänge. Die erstere Forderung ist am leichtesten zu erfüllen, die



Fig. 121.

beiden anderen aber überhaupt nur in beschränktem Umfange. Um das zu erläutern, mögen die folgenden, einfachen Fälle einer eingehenderen Besprechung unterzogen werden.

Es sei die Bahn a einer Tischhobelmaschine (Fig. 121), doppelt so lang als die Gleitfläche am Tisch b; der Stichel befinde sich bei s. Ferner sei

der Weg des Tisches gleich der halben Bahnlänge, d. i. gleich A. Bewegt sich der Tisch von seiner äußersten linksseitigen Lage nach rechts, so gleitet jeder Punkt der am Tisch festen Flächen um A längs der Bahnen des Bettes, so daß für erstere — wenn vom Wechsel des Druckes abgesehen wird — gleichmäßige Abnutzung erwartet werden kann. Nicht so ist es mit den am Bett festen Bahnen. Der Mitte derselben gehört eine Gleitlänge $= A$ an, links und rechts von hier wird die Gleitlänge kürzer und an den Endpunkten ist sie gleich Null. Die Abnutzung macht daher, da sie auf der Wechselwirkung der einander gegenüberliegenden Gleitflächen



Fig. 122.

beruht, die Bahn hohl und die Gleitflächen des Tisches nach unten gewölbt. Beschreibt der Tisch einen Weg $l < A$ (Fig. 122), so tritt an jedem Ende der Bahnen von a eine Länge $\frac{A - l}{2}$ überhaupt nicht in Tätigkeit, erfährt deshalb auch keine Abnutzung, so daß die allmähliche Aushöhlung noch stärker hervortritt.

Wenn dagegen nach Fig. 123 die Gleitflächen am Tisch b und am

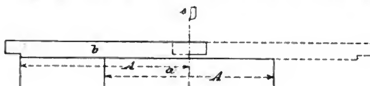


Fig. 123.

Bett a unter sich gleich lang sind und der Tischweg dieselbe Länge hat, so ist bei der Tischbewegung von links nach rechts die Gleitlänge für die Tischmitte $= A$ und nimmt von hier nach beiden Enden bis auf $\frac{A}{2}$ ab. Ebenso ist es bei der rückläufigen Bewegung des Tisches b. Die Gleitlängen



Fig. 124.

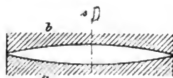


Fig. 125.

der einzelnen Punkte der an a festen Bahnen unterliegen genau demselben Gesetz. Macht der Tisch nur Wege von der Länge $l < A$, (Fig. 124), so sind die Gleitlängen für die $A - l$ langen Mittelteile beiderseits gleich l und mindern sich von da ab nach beiden Seiten bis auf $\frac{l}{2}$. Es wird sonach bei gleichen Gleitflächenlängen die Ungleichförmigkeit der Gleitlängen um

so kleiner, je kleiner der Tischweg gegenüber der Länge A ist, während bei der Bahnlänge $= 2A$ (Fig. 122) das Umgekehrte gefunden wurde. Bei unter sich gleichlangen Gleitflächen scheinen nach den obigen Erörterungen beide einander gegenüber liegenden hohl zu werden. Das ist aber nach dem Folgenden unmöglich. Es sei angenommen, eine ganz geringe solche Höhlung sei vorhanden, so würden in der Mittellage (Fig. 125), nur noch die Endkanten zum Anliegen kommen und Abnutzung erfahren. In den Endlagen befindet sich dagegen je eine Endkante der einen Gleitfläche der Mitte der anderen gegenüber, ähnlich ist es mit den übrigen Lagen, so daß auch die zwischen den Endkanten befindlichen Flächenteile abgenutzt werden. Man erkennt aber aus Fig. 126, daß die linksseitige Endkante α der oberen Fläche auf dem ganzen Wege von β bis γ mit der unteren, und ebenso die rechtsseitige Endkante ε auf ebenso langem Wege mit der oberen Fläche in Fühlung bleibt. Es wird daher — unter sonst gleichen Verhältnissen — von diesen Kanten der Menge nach ebensoviel abgeschliffen als von den an sie grenzenden Flächen, also von jenen eine viel größere Dicke als von diesen. Verfolgt man diesen Gedanken weiter, so kommt man zu dem Schluß, daß selbst bei vorhanden gewesenen gleichen Höhlungen durch die Abnutzung eine geradlinige Gestalt entsteht, sonach ein Hohlwerden solcher Flächenpaare, welche von vornherein gerade waren, ganz ausgeschlossen ist. Es ist also allein richtig, für die vorliegende Führung die Längen der Gleitflächen einander gleich zu machen.

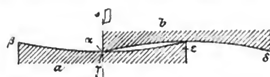


Fig. 126.

Zur Beurteilung des Verlaufs der Abnutzungen ist aber noch nötig, den Einfluß zu prüfen, welchen der Druck des Werkzeugs s ausübt. Das soll hier unterlassen werden, weil der Druck sehr verschieden ausfallen kann, je nach der Druckrichtung und dem Verhältnis zwischen Druckgröße und Gewicht der bewegten Teile. Man wird dahingehende Erörterungen an die Umstände, welche der einzelne Fall bietet, anknüpfen müssen.

Den Zweck nachzuweisen, daß ungleichförmige Abnutzung nicht zu vermeiden ist, dürfte durch die gegebene Erörterung einfacher Verhältnisse erreicht bzw. der Beweis geliefert sein, daß unter allen Umständen erstrebt werden muß, die Abnutzung im ganzen möglichst zu mindern.

Von den hierfür geeigneten, weiter oben bereits genannten Mitteln sind dem Schmieren noch einige Worte zu widmen.

Die Wirkung des Schmierens besteht bekanntlich darin, daß eine Flüssigkeitsschicht zwischen die Gleitflächen gelegt wird, diese weit genug voneinander entfernt haltend, um eine unmittelbare metallische Berührung zu verhüten. Je größer der Druck auf die Flächeneinheit und je dünnflüssiger das Schmiermittel ist, um so näher liegen die metallenen Flächen und um so mehr sind sie der Abnutzung unterworfen. Man wird daher dünnflüssige Schmiere nur für kleine, dagegen dickflüssige für große Flächendrücke verwenden. Das Schmiermittel wird einerseits durch das Gleiten der Flächen allmählich verdrängt, anderseits durch die abgeschliffenen feinen Metallspäne verunreinigt. Ersteres wie letzteres ist belanglos, wenn das Schmiermittel stetig zugeführt wird. Dünnflüssiges Öl kann unbedenk-

lich auch wiederholt verwendet werden, wenn die Schmutzteile — vielleicht durch Absetzenlassen — inzwischen abgeschieden sind. Anders ist es, wenn man nur von Zeit zu Zeit schmiert. Alsdann ist dickflüssigere Schmiere fast immer vorzuziehen, weil sie weniger leicht verdrängt wird als dünnflüssige.

Zuweilen, z. B. bei manchen Tischhobelmaschinen, sind die Führungsflächen so umrahmt, daß sie vom Schmiermittel überstaut werden können. Meistens ist jedoch eine besondere Zuführung und Verteilung des Öles erforderlich.

Von dahin gehörenden Einrichtungen für Tischhobelmaschinen führe ich folgende an: Die Mitten der Gleitbahnen sind bei regelmäßigem Betrieb immer von den Gleitflächen bedeckt. Läßt man hier eine Röhre münden, welche mit einem höher belegenen Ölgefäß in freier Verbindung steht, so tritt das Öl nur in dem Maße aus, als es von der Gleitfläche des Tisches fortgestreift wird. Ruht der Tisch, so kann das Öl überhaupt

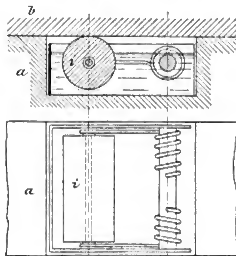


Fig. 127.

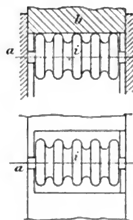


Fig. 128.

nicht austreten, bei langen Auszügen des ersteren wird mehr, bei kürzeren weniger Öl zwischen die gleitenden Flächen gebracht. Durch höhere oder tiefere Lage des Ölgefäßes ist eine weitere Regelung möglich. Wegen des Umstandes, daß bei diesem Verfahren den aufeinander gleitenden Flächen die Verteilung des Öles überlassen bleibt, eignet es sich nicht für sehr lange Hobelmaschinen. Eine gleichförmigere Verteilung und zugleich den Vorteil, daß das abgelaufene Öl den Gleitflächen aufs neue zugeführt wird, gewähren mehrere von Zeit zu Zeit mit Öl zu füllende Vertiefungen, die in den Bahnen *a* (Fig. 127) der Hobelmaschine ausgespart sind und eine Rolle *i* enthalten, welche durch Federn gegen die Gleitflächen *b* des Tisches gedrückt werden. Die im Öl watende Rolle *i* überträgt das Öl an die Gleitbahnen *b*, das überschüssige Öl fließt in die Vertiefungen der Bahnen *a* zurück. Einfacher noch ist es, in jede der Vertiefungen eine Holz- oder Korkrolle *i* (Fig. 128) zu legen, welche im Öl schwimmt und durch zwei in senkrechte Schlitze der Vertiefungswände ragende Zapfen geführt wird. Man läßt diese Zapfen auch fort, obgleich hierdurch die Drehungen der Rolle unsicher werden. Auch für schweinsrückenartige Führungen, bei

welchen die hohlen Flächen unten liegen, werden solche, natürlich anders gestaltete, Holzrollen verwendet. Diese leiden aber allgemein an dem Übelstande, daß Holz nur wenig leichter ist als Öl und deshalb die Vertiefungen immer gut mit Öl gefüllt sein müssen, um die Rollen mit den bewegten Tischflächen in Berührung zu halten. Das erreicht ohne weiteres für ebene Führungsflächen die durch Fig. 127 abgebildete Einrichtung und für schweinsrückenartige Führungen eine Vorrichtung, welche Fig. 129 darstellt. Die linksseitige Hälfte der letzteren Figur ist ein Schnitt durch die Führung, wie diese im allgemeinen ist, die rechtsseitige Hälfte ein Schnitt durch einen der Schmierbehälter. Eine Scheibe *i* dreht sich lose um einen Bolzen, der dem Bügel *c* angelenkt ist. Vermöge ihres Gewichts legt sich die Scheibe *i* mit ihrem oberen Rande an den oberen Rand des am Tisch festen Führungsstabes *b*, wird durch diesen in Umdrehung versetzt und versorgt ihn an oberster Stelle mit Öl.

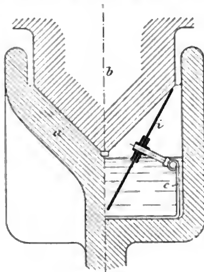
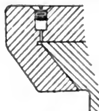


Fig. 129.

Für die Bettplatten der Drehbänke und andere Schlitten verwendet man mitunter ähnliches, wie an erster Stelle für Hobelmaschinenführungen angegeben wurde. Man bringt am bewegten Teil, dem Schlitten, einen Behälter an, von dem ab das Öl gegen die feststehende Führungsfläche fließt und von dieser abgestreift wird. Zu diesem Zweck werden an geeigneten Stellen die bekannten Nadelschmiergefäße oder Verwandtes angebracht. Meistens aber begnügt man sich mit Schmierlöchern nach Fig. 130, welche mittels Schräubchen verschlossen werden, nachdem man sie mit Öl gefüllt hat. Diese Schmierlöcher werden, wenn es angeht, so angeordnet, daß von ihnen gleichzeitig mehrere Flächen versorgt werden.


Fig. 130.

Sonst werden die Flächen von Zeit zu Zeit eingefettet; das ist ein Verfahren, dem man nur nachrühmen kann, daß es beim Entwerfen die wenigste Überlegung beansprucht.

Von Bedeutung ist auch der Schutz der Gleitflächen vor Staub, indem erdiger Staub, insbesondere der von Schleifscheiben herrührende, geradezu als Schleifmittel wirkt.

Man überdeckt deshalb zuweilen die zu schützenden Gleitflächen. Nach Fig. 131 werden die Führungsflächen einer Drehbank von Platten überragt, welche auf dem Bett befestigt worden sind,[1]) nach Fig. 132 werden die Gleitflächen einer Schleifmaschine durch Blechplatten im ganzen überdeckt. Der Raumersparnis halber sind an jedem Ende des Schlittens vier sich übereinander schiebende Blechplatten angebracht. Die obere ist am Tisch befestigt, sie nimmt, wenn der Schlitten *b* um ihre Länge nach rechts verschoben ist, die zweite mit usf., bis sämtliche Platten *c* von

[1]) Werkzeugmaschinenfabrik Union. Z. 1900, S. 19.

dem stützenden Ausleger *d* auf das Bett *a* gezogen sind. Bei der Rückkehr des Schlittens *b* wird zuerst die obere Platte *c* nach links geschoben. Ihr linksseitiger Rand stößt dann gegen Nasen der Schienen *e* und schiebt dann die zweite Platte zurück usw. Statt dessen dient oft zum Abdecken der

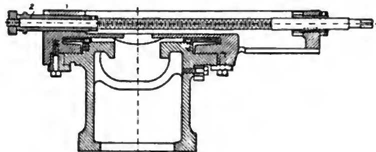


Fig. 131.

Gleitflächen ein Leder, welches mit einem Ende an dem Schlitten, mit dem anderen an einer am Maschinenbett gelagerten Walze befestigt ist. Letztere wird durch eine gespannte Feder o. dgl. so beeinflußt, daß sie das Leder aufzuwickeln, also stets in mäßiger Anspannung zu halten bestrebt ist.



Fig. 132.

Leichter anzubringen, aber auch weniger wirksam ist der Schutz, welchen die Fig. 133 u. 134 darstellen.[1]) *b* bezeichnet eine schweinsrückenförmige Führung des Maschinenbettes, *a* den Schlitten. An *a* ist mittels des Deckels *d* eine Filzplatte *c* befestigt, deren Rand sich möglichst eng an *b* legt, um etwaigen Schmutz von der Fläche der Leiste *b* abzuwischen, bevor diese unter *a* kommt.

Es sei hier noch eines Weges gedacht, welcher bei Drehbänken eingeschlagen wird, um die Schäden, die durch Abnutzung der am Bett befindlichen Führungsflächen entstehen, weniger fühlbar zu machen. Das Drehbankbett soll sowohl dem Bettschlitten Führung gewähren als auch

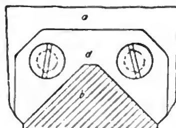


Fig. 133.

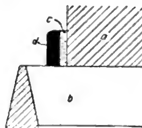
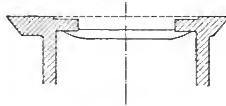


Fig. 134.

dem Reitstock eine genaue Stellung gegenüber dem Spindelstock geben. Verwendet man die Flächen, auf welchen der Schlitten gleitet und welche

[1]) Z. 1900, S. 865, mit Abb.

durch ihn abgenutzt werden, als Stützflächen für den Reitstock, so ist eine genaue Lage desselben nicht zu erwarten. Deshalb bildet man am Bett meistens besondere Flächen für den Reitstock, und andere für die Führung des Schlittens aus. Unter allen Umständen sind solche doppelte Führungen nötig, wenn die Schweinsrückenform nach Fig. 119 gewählt wird. Die beiden äußeren Stäbe sind für die Bettplatte, die beiden inneren für den Reitstock und auch wohl für den Spindelstock bestimmt.[1]) Bei den oben ebenen Drehbankbetten ist dieser Umstand weniger wichtig, weil sie der Bettplatte in weit größerer Breite als jene sich darbieten, also entsprechend geringere Abnutzung erfahren. Trotzdem findet man auch bei dieser Führungsform, nach Fig. 135, zwei äußere, wagerechte Flächen für die Bettplatte und zwei innere, etwas tiefer liegende für Reitstock und Spindelstock.


Fig. 135.

c. Das Bestimmen der Abmessungen

der führenden Teile soll an einigen Beispielen erläutert werden.

Es sei *a* (Fig. 136) das Bett einer Tischhobelmaschine, *b* der Tisch derselben und *c* ein Werkstück, welches auf letzterem befestigt ist. Ein Stichel *s*, welcher die obere Fläche des Werkstücks bearbeitet, übt auf dieses den Druck P aus, welcher in den wagerechten Teil p und den lotrechten Zweig q zerfällt. Der wagerechte Druck p wird auf die eine der Leisten z. B. *d* übertragen, und demgemäß ist die Flächengröße dieser Leiste zu wählen. In lotrechter Richtung drücken q und das Gewicht des Werkstücks und Schlittens Q auf die Gleitbahnen.

Der wagerechte Druck p hat nicht allein Einfluß auf die Flächengröße von *d*, sondern auch auf die Verteilung des lotrechten Druckes auf die Gleitbahnen; er kann unter Umständen sogar den Tisch aufkippen. Letzteres tritt ein, sobald der rechtsdrehende Moment $p \cdot H$ größer ist als die Summe der linksdrehenden Momente $q \cdot e + Q \cdot E$. Man muß daher, wenn

$$p \cdot H > q \cdot e + Q \cdot E$$

ist, oder diese Beziehung gelegentlich einmal eintreten kann, statt der offenen eine geschlossene Führung anwenden.

Was die Verteilung des lotrechten Drucks auf die Gleitbahnen anbetrifft, so hat — in bezug auf die Figur 136 — die rechtsbelegene Bahn alles, die linksbelegene nichts zu tragen, wenn $p \cdot H = q \cdot e + Q \cdot E$ ist. Erst wenn $p \cdot H$ erheblich kleiner als $q \cdot e + Q \cdot E$ ausfällt, übernimmt die linksseitige Bahn einen nennenswerten Teil der lotrecht nach unten wirkenden Drücke. Da man beim Entwurf der Maschine in den seltensten Fällen bestimmt weiß, wie sie benutzt werden wird, so ist es nötig, die ungünstigsten Einwirkungsweisen und zugehörigen Spanquerschnittsgrößen in der hier angegebenen Weise einer Prüfung zu unterziehen und danach die Abmessungen zu bestimmen.

[1]) Vgl. Drehbank von Fox, Verhandl. des Vereins. z. Bef. d. Gewerbfl. in Preußen, 1831, S. 144, mit Abb.

Bei der offenen Schweinsrückenführung (Fig. 137) sind in bezug auf das Kippen des Tisches und die Druckverteilung dieselben Gesichtspunkte zu beachten wie vorhin; der wagerechte Schub, bzw. dessen Aufhebung erfordert aber andere Erörterungen, da ihm nicht eine senkrechte Fläche wie bei *d* (Fig. 136) entgegengestzt wird, sondern dieselbe geneigte Fläche, welche auch die lotrechten Kräfte aufnimmt.

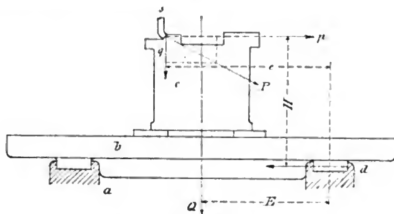


Fig. 136.

Es kann bei dieser Führung ein Entgleisen des Tisches eintreten, dann nämlich, wenn das Gewicht Q gegenüber der wagerechten Kraft p und dem Schweinsrückenwinkel α zu klein ist.

Bei der vorliegenden Untersuchung soll von einem lotrecht nach unten gerichteten Druck des Stichels abgesehen werden, um die Erörterungen zu vereinfachen. Sollte ein solcher Druck im bestimmten Falle von Bedeutung

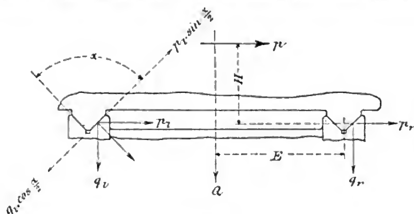


Fig. 137.

sein, so wird man ihn an der Hand der folgenden Erörterungen leicht einfügen können. Nach Fig. 137 seien beide Gleitflächen schweinsrückenartig. Wegen des wagerechten Druckes p übernehmen die rechtsaufsteigenden Flächen jeder Führungsbahn einen größeren Teil der Drücke als die links aufsteigenden. Von dem lotrechten Druck Q entfallen q_l und q_r auf die rechts aufsteigenden Flächen, während die anderen den etwaigen Rest übernehmen, und der wagerechte Schub p zerlegt sich in p_l und p_r. Da die Flächen aneinander gleiten, so treten Reibungswiderstände einem Ent-

gleisen nicht entgegen, und man erhält in bezug auf die linke Seite der Figur

$$q_l \cdot \cos\frac{a}{2} = p_l \cdot \sin\frac{a}{2} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (25)$$

und ebenso an der anderen Seite

$$q_r \cdot \cos\frac{a}{2} = p_r \cdot \sin\frac{a}{2} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (26)$$

sonach

$$q_l + q_r = (p_l + p_r)\,\mathrm{tg}\,\frac{a}{2} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (27)$$

$p_l + p_r$ ist $= p$; folglich

$$q_l + q_r = p \cdot \mathrm{tg}\,\frac{a}{2} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (28)$$

In dem besonderen Falle, daß $q_l + q_r = Q$ wird, liegt sonach Q ausschließlich auf den rechts aufsteigenden Flächen der Führungen, während die links aufsteigenden nichts zu tragen haben, also auch an der Führung sich nicht mehr beteiligen.

In dem Augenblick, wo $q_l + q_r > Q$ wird, also die auf die links aufsteigenden Flächen wirkenden Kräfte negativ ausfallen, tritt sofort ein Entgleisen des Tisches nach rechts ein.

Um das Entgleisen zu verhüten, muß sonach sein

$$q_l + q_r \leqq Q \geqq p \cdot \mathrm{tg}\,\frac{a}{2} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (29)$$

oder

$$\mathrm{tg}\,\frac{a}{2} \leqq \frac{Q}{p} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (30)$$

Wie weiter oben (Seite 59) angegeben wurde, liegen zuweilen Gründe vor (nach Fig. 138), nur eine der Führungen des Hobelmaschinentisches schweinsrückenartig, die andere aber eben zu machen. In diesem Falle kann nur eine der geneigten Flächen dem Entgleisen widerstehen. Da

Fig. 138.

man nicht bestimmen kann, ob bei dem Gebrauch der Hobelmaschine die wagerechte Kraft in bezug auf Fig. 138 nach rechts oder nach links gerichtet sein wird, so muß man der Rechnung den ersteren, ungünstigeren unterlegen und bedenken, daß das für den Druck q verfügbare Q_l alsdann kleiner ist als $\frac{Q}{2}$. Wegen des rechtsdrehenden Momentes $p \cdot H$ wird, da

$$p \cdot H = (Q_r - Q_l)\,E \quad \ldots \ldots \ldots \quad (31)$$

und $Q_r + Q_l = Q$ ist

$$Q_l = \frac{1}{2}\left(Q - \frac{p \cdot H}{E}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (32)$$

und ferner, wie früher

$$q \cdot \cos\frac{a}{2} = p \cdot \sin\frac{a}{2},$$

also, da Q_l nicht kleiner werden darf als q, oder: $Q_l \geqq p \cdot \operatorname{tg}\frac{a}{2}$ sein muß

$$Q - \frac{p \cdot H}{E} \geqq 2\, p \cdot \operatorname{tg}\frac{a}{2}$$

und

$$\operatorname{tg}\frac{a}{2} \leqq \frac{Q}{2p} - \frac{H}{2E} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (33)$$

Es ist zu beachten, daß diese Rechnung unter der Voraussetzung durchgeführt ist, daß Q in der Mitte zwischen beiden Bahnen liegt; sollte Q nach rechts außerhalb der Mitte liegen, so würde das Rechnungsergebnis noch ungünstiger sein.

Man ersieht bei dem Vergleich der beiden für $\operatorname{tg}\frac{a}{2}$ gefundenen Höchstwerte sofort, daß die nach Fig. 138 angeordnete Führung weit weniger gegen das Entgleisen sichert, als das Schweinsrückenpaar (Fig. 137). Es ist daher gerechtfertigt, in Rücksicht auf zufälliges Wachsen von p die hohle Bahn (nach Fig. 129, Seite 67) mit seitlichen Rändern zu versehen, um völliges Entgleisen zu verhüten.

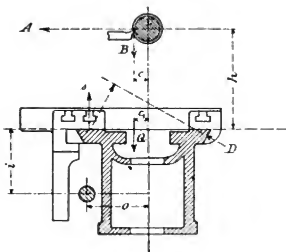


Fig. 139.

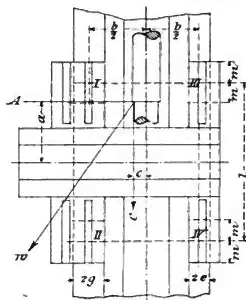


Fig. 140.

Dieselben Gesichtspunkte kommen in Frage, wenn der Tisch das Werkstück einem Fräser entgegenführt. Es sind die ungünstigst wirkenden Drücke des Werkzeugs gegen das Werkstück aufzusuchen, nach Größe und Richtung festzustellen und mit den Kräften zu vergleichen, welche den Tisch in seinen Bahnen halten.

Bei dem Schlitten einer Drehbank sind die einzelnen Kräfte ihrer

Größe nach weniger leicht zu bestimmen und deshalb auch die Gleitflächengrößen nur auf umständlichen Wegen festzustellen.

Es sei, um das Rechnungsverfahren zu erläutern, als Beispiel die Bettplattenführung einer gewöhnlichen Drehbank gewählt. Die Fig. 139, 140 und 141 stellen Bettplatte und Bett in drei Ansichten, bzw. in teilweisem Schnitt dar, Fig. 142 dient zur Ergänzung. Es heiße die Breite der wagerechten Gleitfläche an der Vorderseite des Bettes $2g$, an der Hinterseite $2e$.

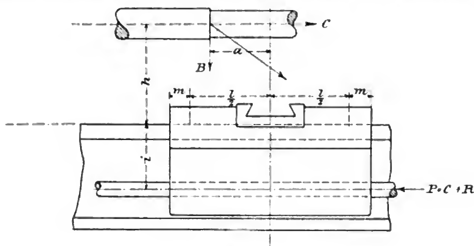


Fig. 141.

Von diesen Gleitflächen sollen, als für die Führung wesentlich wirksam, nur die durch gestrichelte Linien begrenzten Flächenteile I, II, III und IV von der Länge $2m$ in Rechnung gestellt werden; ebenso von den schrägen Führungsflächen nur vier Stücke, von denen jedes ebenfalls 2 m lang ist. Der Abstand der Mitten dieser Führungsflächen in der Längenrichtung des Bettes gemessen heiße l; der Abstand der Mitten der wagerechten Flächen in der Querrichtung gemessen heiße b. Durch die Mitte von b gehe eine senkrechte Ebene, welche die Längs-Mittelebene der wagerechten Führungsflächen heißen soll. Von ihr bis zur Mitte der Leitspindel liege der Abstand o, während die Mitte der Leitspindel um i unter der wagerechten Führungsfläche sich befinde. Die Spitzenhöhe heiße h. Die Stichelschneide arbeite in der Entfernung $a < l/2$ von der Quermittelebene der Führungsflächen, und im Abstande c von der Längsmittelebene. Das Werkstück drücke mit

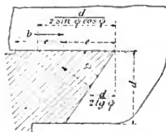


Fig. 142.

der Kraft w gegen den Stichel; diese Kraft w sei in die drei Seitenkräfte A, B und C, deren Lage und Richtung aus den Figuren zu erkennen ist, zerlegt. Der Schwerpunkt des Schlittengewichts Q liege um c_1 von der Längs- und um a_1 seitwärts der Quermittelebene. Die Leistenhöhe heiße d (Fig. 142) und der Kantenwinkel der Leiste φ. Die Leitspindel bedürfe, um den Schlitten (in bezug auf Fig. 141) nach links zu schieben, eines Achsendrucks P, welcher gleich ist der Summe aus dem Widerstande C und dem Reibungswiderstande R.

Man kann nun die allgemeinen Gleichungen für die auftretenden Dreh-

und Einzelkräfte aufstellen, um hieraus, auf Grund einer bestimmten Höchstbelastung der Führungsflächeneinheit, die Abmessungen der Führungsflächen zu berechnen. Allein dieses Verfahren veranlaßt sehr umständliche und wenig übersichtliche Rechnungen. Es dürfte zweckmäßig sein, den entgegengesetzten Weg einzuschlagen: auf Grund des praktischen Gefühls oder von im allgemeinen gute Ergebnisse liefernden Regeln zunächst die Maße anzunehmen und dann rechnerisch zu prüfen, ob die entstehenden Flächendrücke annehmbar sind oder nicht.

So soll in dem Folgenden verfahren werden.

Es sei gegeben:

$a = 250$ mm, $b = 260$ mm, $c = 230$ mm, $d = 35$ mm, $e = 24$ mm, $g = 35$ mm, $h = 235$ mm, $i = 120$ mm, $l = 390$ mm, $m = 50$ mm, $o = 150$ mm; $A = 80$ kg, $B = 360$ kg, $C = 280$ kg, $c_1 = 20$, $a_1 = 50$, $Q = 150$ kg; $\psi = 51^0 20'$; $\operatorname{tg}\psi = 1{,}25$; $\sin\psi = 0{,}781$; $\cos\psi = 0{,}625$.

A, B und Q üben quer gegen das Drehbankbett ein nach links gerichtetes Drehmoment aus, welchem einerseits die hintere Schrägleiste mit dem Druck D, anderseits die vordere, wagerechte Fläche des Bettes mit dem Druck s entgegentritt. Es ist

$$A \cdot h + B c + Q c_1 = D \cdot \left(b + e - \frac{d}{2 \sin\psi \cos\psi}\right) \cdot \cos\psi \quad \ldots \quad (34)$$

und

$$A \cdot h + B c + Q c_1 = s\left(b + e - \frac{d}{\operatorname{tg}\psi}\right) \quad \ldots \quad (35)$$

Setzt man die zugehörigen Werte ein und bedenkt, daß D auf die beiden hinteren Schrägflächen, s auf die beiden vorderen wagerechten Flächen sich verteilen, so erhält man:

$$D = \frac{A \cdot h + B c + Q c_1}{\left(b + e - \frac{d}{2 \sin\psi \cos\psi}\right) \cos\psi} \quad \ldots \quad (36)$$

$$= \frac{80 \cdot 235 + 360 \cdot 230 + 150 \cdot 20}{\left(260 + 24 - \frac{35}{2 \cdot 0{,}781 \; 0{,}625}\right) 0{,}625} = 675 \text{ kg}$$

d. h. es entfallen von diesen Momenten auf jede der beiden Schrägflächen bei III und IV rund 337 kg.

Für s erhält man aus Gl. 35:

$$s = \frac{A \cdot h + B c + Q c_1}{b + e - \frac{d}{\operatorname{tg}\psi}} \quad \ldots \quad (37)$$

$$= \frac{80 \cdot 235 + 360 \cdot 230 + 150 \cdot 20}{260 + 24 - \frac{35}{1{,}25}} = 408{,}6 \text{ kg}$$

wovon je die Hälfte $= 204$ kg jede der wagerechten Flächen I und II aufzunehmen hat. Gleichlaufend zur Mittelebene des Bettes wirken die Momente (vgl. Fig. 141)

rechtsdrehend: $C \cdot h + (C + R) \cdot i$

linksdrehend: $B \cdot a + Q \cdot a_1$.

Der Unterschied derselben ist von den Führungen aufzunehmen.

Es tritt hier eine Kraft R, die Reibung, welche der Schlitten am Bett erfährt und die der Einfachheit halber in der Bettoberfläche liegend angenommen ist, auf, über deren Größe eigentlich die Rechnung entscheiden sollte. Es ist auch möglich, sie vorab rechnerisch zu bestimmen, indem man sie zunächst als Unbekannte einsetzt. Da jedoch einerseits die betreffende Rechnung sehr umständlich ist, anderseits der Druck von der Anspannung der Führungsleisten und die Reibungswertziffer von der Schmierung abhängt, also nur angenähert geschätzt werden kann, soll hier R sofort geschätzt werden, und zwar unter folgenden Erwägungen: die Kräfte B und Q drücken auf die wagerechten Flächen, die Kraft A wagerecht gegen die hinteren Seitenflächen, so daß sie durch die Schräge dieser Fläche zu $\frac{A}{\sin\varphi}$ gesteigert wird. Sonach ist die unterste Grenze der Reibung verursachenden Drücke $= B + Q + \frac{A}{\sin\varphi} = 360 + 150 + \frac{80}{0,781} = 612$ kg. Durch die auftretenden Momente wird diese Drucksumme vergrößert, vielleicht auf das Dreifache, so daß bei der Reibungswertziffer 0,12 die Reibung

$$R = 220 \text{ kg}$$

betragen mag. Nötigenfalls kann, wenn diese Schätzung sich als erheblich unrichtig herausstellt, die Rechnung mit einem anderen Werte wiederholt werden. Danach sind die rechtsdrehend tätigen Momente:

$$= C \cdot h + (C + R)\,i - B \cdot a - Q \cdot a_1 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (38)$$
$$= 280 \cdot 235 + (280 + 220) \cdot 120 - 360 \cdot 250 - 150 \cdot 50$$
$$= 28\,300 \text{ kgmm.}$$

Die Mitten der Flächen, welche dieses Moment anzunehmen haben, liegen um l voneinander entfernt, so daß die betreffenden Drücke betragen: 28 3000 : 390 = rund 72 kg, wovon je 36 kg bei I und III senkrecht nach oben und bei II und IV nach unten gerichtet sind.

In wagerechter Ebene treten die Momente auf (vgl. Fig. 140):

$$\text{linksdrehend: } A \cdot a + Cc$$
$$\text{rechtsdrehend: } (R + C) \cdot o$$

also zusammen linksdrehend:

$$80 \cdot 250 + 280 \cdot 230 - (220 + 280)\,150$$
$$= 9400 \text{ kgmm.}$$

Diese Momentsummen nehmen die Schrägflächen bei II und III auf, deren Mitten um l voneinander entfernt liegen, so daß auf sie je der wagerechte Druck: 9400 : 300 = 24,1 kg fällt. Die Kante des Drehbankbettes nimmt diese Drücke als Keil auf, so daß winkelrecht zu jeder Schrägfläche bei II und III der Druck: $\frac{24{,}1}{\sin\varphi} = 24{,}1 : 0{,}781 = 31$ kg und senkrecht auf die wagerechten Flächen (II und III) der Druck: $\frac{24{,}1}{\operatorname{tg}\varphi} = 24{,}1 : 1{,}25 =$ rund 19 kg wirkt.

Unmittelbar senkrecht auf die wagerechten Flächen drücken noch je

$$\frac{B + Q}{4} = \frac{360 + 150}{4} = 127{,}5 \text{ kg.}$$

Es betragen sonach die Drücke auf die wagerechte Fläche:

I	204 — 36 . . . . + 127,5 = 295,5	kg
II	204 + 36 + 19 + 127,5 = 386,5	„
III	. . . — 36 + 19 + 127,5 = 110,6	„
IV	. . . + 36 . . . . + 127,5 = 163,5	„

und senkrecht auf die schrägen Flächen:

I	. . . . = 0,0	„
II	. . 31 . . . . . = 31,0	„
III	337 + 31 . . . . . = 368,0	„
IV	337 . . . . = 337,0	„
	zusammen 1692,0	kg.

Es ist demnach der gesamte Reibung verursachende Druck etwas zu groß angenommen.

Auf jedes Quadratmillimeter der führenden Flächen entfällt nach obiger Rechnung: für die wagerechten Flächen:

I: 0,042; II: 0,055; III: 0,023; IV: 0,034 kg,

für die schrägen Flächen:

I: 0; II: 0,006: III: 0,08; IV: 0,069 kg.

Diese Druckverteilung ändert sich selbstverständlich in erheblichem Grade mit der Benutzungsweise der Drehbank, also mit den Größen *A*, *B* und *C*, sowie *a* und *c*. Man muß daher, um zuverlässigen Aufschluß zu erhalten — bei sonst gegebenen übrigen Werten — die ungünstigsten Beanspruchungen in Rechnung stellen. Sind die Abmessungen der Bettplatte erst zu bestimmen, so bietet die gegebene Berechnungsweise Gelegenheit, über die Zweckmäßigkeit der in Aussicht genommenen Größen sich zu unterrichten.

Es sei hier nebensächlich angeführt, daß für die Bettplatten gewöhnlicher Drehbänke im allgemeinen folgende Verhältniszahlen brauchbare Werte liefern:

$b = 1{,}2$ h; $l = 1{,}7$ h; $d = 0{,}15$ h; $e = 0{,}1$ h; $g = 0{,}15$ h; $m = 0{,}2$ h.

Die Abmessungen der Führungsteile, welche die führenden Flächen mit den geführten Dingen: Werkzeug und Werkstück, verbinden, lassen sich in derselben Weise bestimmen, wie andere Festigkeitsberechnungen ausgeführt werden. Dabei ist der weiter oben bereits erwähnte Gesichtspunkt, daß die Teile möglichst starr sein sollen, besonders zu berücksichtigen.

2. Führungen für kreisförmige Wege.

a. Bauart.

Der walzenförmige Zapfen ist ohne weiteres geeignet, einen Gegenstand so zu führen, daß sämtliche Teile des letzteren sich im Kreise bewegen, solange die von der Führung aufzunehmenden Kräfte winkelrecht zur Zapfenachse und innerhalb des Gebiets der Zapfenlänge oder doch in unmittelbarer Nähe dieses Gebietes liegen. Sind die Führungsflächen genügend groß und ist die Zahl der Drehungen, welche der zuführende Gegenstand auszuführen hat, klein, bzw. kommt eine solche Drehung nur zuweilen vor, so kann man — da eine nennenswerte Abnutzung nicht

stattfindet — auf eine Nachstellbarkeit der sich gegenseitig berührenden Führungsflächen verzichten. Selbst bei Drehbankspindeln, für die man doch eine genaue Führung verlangen muß, fehlt zuweilen die Nachstellbarkeit, dann nämlich, wenn die angedeuteten Umstände hochgradig genug hervortreten.[1]) Macht sich eine Nachstellbarkeit nötig, so sind die S. 50 Fig. 75 und 76 dargestellten Formen für dieselbe geeignet.

Die Maschinenfabrik Pekrun[2]) bewirkt die Nachstellbarkeit der Büchse *c* (Fig. 76) durch einen außen mit Gewinde versehenen Ring, der in ein Muttergewinde des Lagerkörpers greift, und die Dresdner Bohrmaschinenfabrik[3]) verfährt geradeso, gießt aber die Büchse aus Weißmetall in einer Metallform, in welche der Ring *e* (Fig. 143) eingelegt war. Es fällt hiernach jede Nacharbeit für die Büchse fort, auch fügt sich der Innenvorsprung des Ringes ohne weiteres in die Ringnut der Büchse. Bei einer Keillochfräsmaschine von Droop & Rein[4]) liegt die einzige Ringmutter der nachstellbaren Büchse etwa auf der Mitte der letzteren, und Mayer & Schmidt[5]) bringen diese Mutter *m* (Fig. 144) ähnlich an. Es ist die Büchs *c* oben so weit ausgeschnitten, daß der Schmierring sich gut an die Welle *a* legen kann. Die Mutter *m* legt sich einerseits gegen den Lagerkörper *b*, anderseits gegen die Mutter *n*. *d* bezeichnet einen Ring, welcher das Austreten des Schmiermittels verhüten soll und die Nabe *e* ist ebenfalls mit einem, zum Abschleudern des Schmieröles geeigneten Rande versehen. Die Welle ist etwa 60 mm dick und dreht sich minutlich 1200 mal.

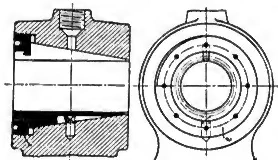


Fig. 143.

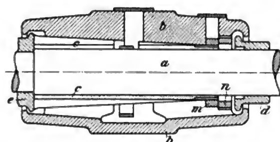


Fig. 144.

Stärkere Abnutzung fordert eine weitergehende Nachstellbarkeit, als die walzenförmige Führung gestattet, sie wird durch die kegelförmige geboten. Fig. 145 stellt eine solche Führung des Armes *a* um den Zapfen *b* dar. Eine Büchse *c* paßt genau in die trommelförmige Bohrung von *a* und wird durch eine kleine feste Feder verhindert, sich in dieser Bohrung zu drehen. Durch Mutter und Gegenmutter wird *c* in dem Maße gegen den kegelförmigen Zapfen *b* geschoben, wie die Abnutzung solches nötig

[1]) Sellers' Drehbank, Dingl. polyt. Journ. 1874, Bd. 213, S. 1, mit Abb. Drehbank von Heilmann, Ducommon & Co., Z. 1887, S. 1139, mit Abb. Kanonendrehbank, Iron Age, 29. Mai 1890, mit Abb. Drehbank der Maschinenfabrik Deutschland, Z. 1903, S. 238, mit Abb.
[2]) Z. 1901, S. 1743.
[3]) Z. 1902, S. 1259.
[4]) Z. 1903, S. 569.
[5]) Z. 1903, S. 674.

macht. Anscheinend ist ein solcher kegelförmiger Zapfen auch geeignet, solche Drücke aufzunehmen, welche in der Richtung der Drehachse auftreten. Wenn man jedoch die Verjüngung des Zapfens so wählt, daß er die winkelrecht durch Zapfenachse wirkenden Kräfte gut aufzunehmen vermag — es ist die Verjüngung der Durchmesser um etwa $^1/_{10}$ der Zapfenlänge am gebräuchlichsten —, so liegt die Gefahr vor, daß ein nennenswerter Druck, welcher den Hohlkegel auf den Vollkegel schiebt, Klemmungen verursacht, jedenfalls die Reibung ungebührlich vergrößert. Man verwendet deshalb in vorliegendem Sinne zuweilen zwei zusammenhängende

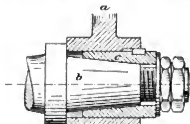
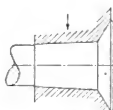
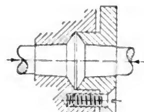


Fig. 145.


Fig. 146.


Fig. 147.

Kegel nach Fig. 146 — oder vier solche Kegel nach Fig. 147 — den schlankeren mit denjenigen Kräften belastend, die winkelrecht zur Drehachse liegen, und den stumpfern zur Aufnahme des in der Achsenrichtung wirkenden Druckes benutzend. Allein diese Lösung kann nur dann befriedigen, wenn — zufällig — die beiden Kegelflächen sich in solchem Verhältnis abnutzen, daß jeder für sich imstande ist, auf die Dauer ausschließlich seinen Zweck zu erfüllen.

Deshalb wird allgemein vorgezogen, die Flächen, welche den in der Achsenrichtung wirkenden Druck aufzunehmen haben, so anzuordnen, daß

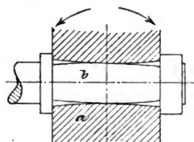


Fig. 148.

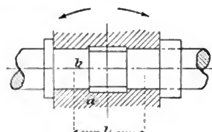


Fig. 149.

sie für sich, unabhängig von den Flächen, welche den winkelrecht gegen die Drehachse auftretenden Drücken entgegentreten, nachgestellt werden können. Hierfür werden weiter unten Beispiele gegeben werden.

Wenn das geführte Stück *a* (Fig. 148) erheblichen Drehkräften ausgesetzt ist, deren Drehungsebene mit der Achse des Zapfens *b* zusammenfällt, deren Richtung aber wechselt, so findet in der Mitte der Zapfenlänge eine geringe Abnutzung statt gegenüber der weit größeren, die an den Zapfenenden eintritt. Diese ungleichförmige Abnutzung schließt, wie die Figur ohne weiteres erkennen läßt, jede Nachstellbarkeit aus. Gleichzeitig sieht man aus der Figur, daß die Mitte der Zapfenlänge für die Stützung gegenüber jenen Drehkräften fast gar keinen Wert hat. Man höhlt deshalb meistens — soweit solche Drehkräfte auftreten — die Mittelflächen der Führung

nach Fig. 149 aus (vergl. auch S. 54) oder zerlegt die Führung nach Fig. 150 und 152 in zwei mehr oder weniger weit voneinander entfernte Lager, wodurch gleichzeitig ein größerer Abstand *l* der widerstehenden Flächen gewonnen wird. Fig. 150 sellt die Lagerung einer hohlen Drehbankspindel dar.[1]) Es sind die Lagerstellen der Spindel walzenförmig, die Lagerbüchsen außen kegelförmig und gespalten (vergl. Fig. 76, S. 50), der

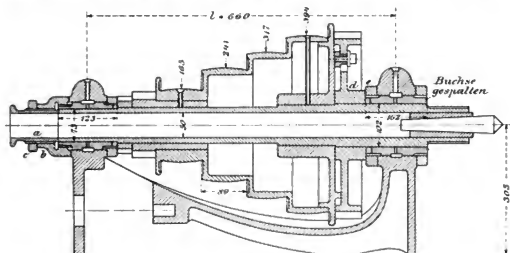


Fig. 150.

gegen die Spitze der Spindel in deren Achsenrichtung wirkende Druck wird durch eine hohle Schraube *a* aufgenommen, deren Muttergewinde in *b* sich befindet; die Gegenmutter *c* soll eigenmächtiges Drehen der Schraube *a* hindern. Die Mutter *b* ist zugleich Mutter für die linksseitige Lagerbüchse. Da auf das rechtsseitige Ende der Spindel gegebenenfalls Futter geschraubt werden sollen, so ist auch auf einen in die Achse der Spindel fallenden, nach rechts gerichteten Druck Rücksicht zu nehmen. Er wird durch die Nabe des auf der Spindel festen Stirnrades *d* auf die Lagerbüchsenmutter *e* übertragen.

An einer Drehbank von Karl Klingelhöffer,[2]) deren Spindel ebenfalls in ganzer Länge durchbohrt ist, hat man, nach Fig. 151, auf die Spindel *a* eine Büchse *b* geschraubt, deren Bund zwischen zwei Bronzeringen und mit diesen zwischen einer Schulter der Büchse *c* und dem Spitzende der Brille *d* liegt, so daß die Spindel hier gegen Verschiebungen in beiden Richtungen gestützt ist. *c* ist, wie in dem vorigen Beispiel, auf die Büchse des benachbarten Lagers geschraubt. *e* bezeichnet eine Gegenmutter.

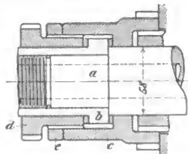


Fig. 151.

Fig. 152 ist ein Schnitt durch die H. Wohlenbergsche Spindellagerung.[3]) Es sind die Zapfen kegelförmig; die eine der Lagerbüchsen sitzt fest im Spindelstock, die andere, linksseitige, ist mittels zwei Muttern

[1]) Iron, April 1901, S. 291, mit Abb.
[2]) Z. 1903, S. 1075, mit Abb. Vgl. auch Nürnberger Werkzeugmaschinenfabrik Z. 1902, S. 22, mit Abb.
[3]) D. R. P. No. 16474.

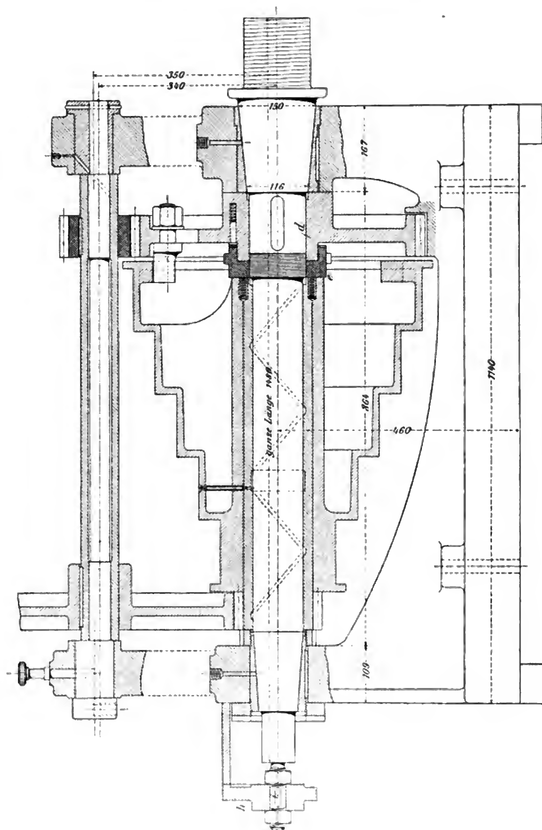


Fig. 152.

verschiebbar, um die Verschiedenheit der Abnutzung beider Lager ausgleichen zu können. Das linksseitige oder sogenannte Schwanzende der Spindel stützt sich gegen den einstellbaren Bolzen *i*, nach rechts gerichtete Drücke werden durch die Nabe des Rades *d* auf den Spindelstock übertragen. Da jedoch mit der Nachstellung der Spindel diese gegenüber dem rechtsseitigen festen oder Hauptlager verschoben wird, so muß auch *d* nachstellbar sein, um seine Nabe mit dem Spindelstock in Fühlung halten zu können. Das Rad *d* ist deshalb auf der Spindel verschiebbar, und zwar mit Hilfe der Mutter *e*. Zwischen dem Rade *d* und der benachbarten Stufenrolle ist so viel Raum frei gelassen, um einen zum Drehen der Mutter *e* dienenden Schlüssel einführen zu können. Ein in *d* steckender federnder Stift hindert *e* sich eigenmächtig zu drehen. Der Bolzen *i* steckt in der Wand *h* eines am Spindelstock verschraubten Kastens, welcher das Schalträderwerk bedeckt.

Bei der Drehbank von Droop & Rein, (Tafel XII), steckt auf der Spindel eine Büchse, um welche sich die Stufenrolle nebst angehängtem kleinen Stirnrade frei dreht. Das Rad *b* sitzt fest auf dieser Büchse und dreht sich mit dieser nur gemeinschaftlich mit der Spindel. Links von *b* sitzt eine Mutter, mit der man die Büchse und damit

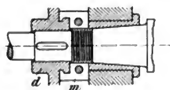
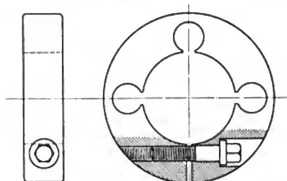


Fig. 153.


Fig. 154.

das 64er Stirnrad nach rechts verschieben kann, um die Nabe des letzteren gegen das Hauptlager zu drücken, so daß der kegelförmige Hauptzapfen sicher in sein Lager gezogen werden kann, und der etwaige nach rechts gerichtete Achsendruck durch das Hauptlager aufgenommen wird.

Man hebt den nach rechts gerichteten Druck zuweilen durch Mutter und Gegenmutter auf, welche zwischen dem großen Rade (*d*, Fig. 152) und dem benachbarten Lager liegen. Hiermit ist der Nachteil verknüpft, daß beim Nachstellen das fest auf der Spindel sitzende große Rad mit dieser nach links geschoben wird. Braun & Bloem[1]) verwenden statt der zwei Muttern eine geteilte (*m* in Fig. 153), welche die Nabe des Rades *d* umklammert, letzteres nach Bedarf auf der Spindel verschiebt und mit seinem Gegenrade in gutem Eingriff erhält.

Hier möge der Stellringe gedacht werden. Was man gewöhnlich unter diesem Namen versteht, ist nicht zu empfehlen, da die Druckschraubenspitze die Welle verletzt und der Ring nur an zwei einander gegenüberliegenden kleinen Flächen auf der Welle sitzt. Der durch Fig. 154 dargestellte Ring legt sich an vier Stellen an, kann stark angezogen werden und schont die Welle.

---

[1]) Z. 1902, S. 126, mit Abb.

Fig. 155 ist ein von einer Fräsmaschine entnommenes Beispiel[1]) für das Aufnehmen beider Druckrichtungen an ein und demselben Lager. Das Hauptlager ist im Spindelstock fest, das Lager am Schwanzende mit Hilfe zweier Muttern zu verschieben, wodurch ein guter Schluß der beiden Lager erreicht werden kann. Auf dem Gewinde des Schwanzendes der

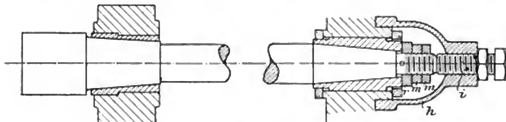


Fig. 155.

Spindel sind Mutter *m* und Gegenmutter *m* angebracht, welche den Ring *r* gegen das Ende des Schwanzendenlagers drücken; ein in der Spindel fester Stift greift in einen Schlitz des Ringes *r*, so daß letzterer mit der Spindel sich drehen muß. Es ist ferner auf einen Ansatz des Spindelstocks eine Haube *h* geschraubt, welche das Muttergewinde für die Schraube *i* enthält. Das spitze Ende der letzteren nimmt als Spurzapfen den Druck auf, welchem die Spindel — in bezug auf die Figur — von links nach rechts widerstehen muß.

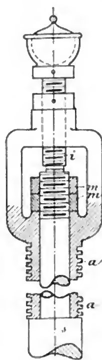


Fig. 156.

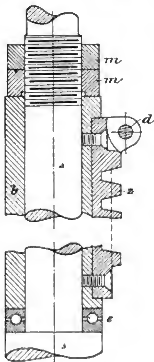


Fig. 157.

Mit dieser Anordnung nahe verwandt ist diejenige für eine Lochbohrmaschinenspindel, welche Fig. 156 darstellt. Die kreisende Bohrspindel *s* soll durch eine hohle Schraube *a* gegen das Werkstück, beziehungsweise in entgegengesetzter Richtung, verschoben werden. Für ersteren Zweck könnte man die Schulter benutzen, die dem unteren Ende der Hohlschraube *a* gegenüberliegt. Man will aber die große Reibung, welche hier auftreten würde, vermeiden und hat deshalb mit *a* einen Bügel verbunden, in dessen Muttergewinde die Spurzapfenschraube *i* steckt. Diese Schraube ist — nebensächlich — an ihrem oberen Ende mit einem Schmiernapf versehen und in ganzer Länge durchbohrt, so daß eine gute Schmierung der Spurzapfenflächen mit Sicherheit erreicht werden kann. Der nach unten gerichtete Spindeldruck wird durch Mutter und Gegenmutter *m*, welche auf der Spindel *s*

[1]) Z. 1887, S. 654, mit Abb.

sitzen, aufgenommen. Der unterste Gewindegang der untersten Mutter ist weggenommen, um ein Verdrücken des Gewindeausganges durch die obere Endfläche der hohlen Schraube *a* zu verhüten. Fig. 157 zeigt eine andere, jetzt bei Bohrmaschinen sehr gebräuchliche Lösung. Die Bohrspindel *s* wird weiter oben meistens durch ein mit seiner Nabe im Maschinengestell gelagertes Kegelrad angetrieben, welches mittels fester Leiste in eine lange Nut des Schwanzendes der Bohrspindel greift. Die Verschiebung der letzteren gegen das Werkstück und von diesem zurück erfolgt durch eine Büchse *b*, eine an dieser befestigte Zahnstange *z* und ein Zahnrad. Der Druck gegen das Werkstück wird durch ein Ball-Lager *c* oder ohne solches übertragen, der entgegengesetzte durch Mutter und Gegenmutter *m*. An *d* greift eine Kette mit Gegengewicht.

Fig. 158 versinnlicht in zwei Schnitten den Lagerungsteil einer Schlittenschraube, welcher die in der Achsenrichtung auftretenden Kräfte aufzunehmen hat. Die Schraube *s* ist mit einem Bund *b* versehen, welcher zwischen dem Lager *a* und der Platte *c* liegt. Eine Nachstellbarkeit ist dadurch vorgesehen, daß zunächst zwischen *a* und *c* eine dünne Platte (Pappe, Leder, Blech) gelegt ist, die nach Bedarf mehr zusammengedrückt oder gegen eine dünnere ausgewechselt wird.

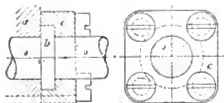


Fig. 158.

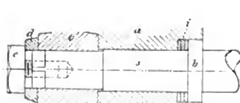


Fig. 159.

Fig. 159 stellt endlich eine nachstellbare Stützung einer sogenannten Leitspindel in deren Achsenrichtung dar. Ein an *s* fester Bund *b* legt sich gegen Ringe *i*, die in einer Vertiefung des Lagerkörpers *a* sich befinden. Man macht diese Ringe aus Bronze, legt auch wohl zwischen zwei Bronzeringe einen schmiedeeisernen. Gegen das andere Ende von *a* legt sich die Nabe *c* des treibenden Rades, welches auf einer an *s* festen Leiste verschoben werden kann. Ein Ring *d* sitzt verschiebbar auf dem vierkantigen Ende von *s*, und der Kopf *e* einer Schraube, welche in *s* ihr Muttergewinde hat — oder eine gleichliegende Mutter, welche auf einer Verlängerung der Spindel *s* sitzt — drückt *d* gegen *c*. Wenn der Druck in der Achsenrichtung sehr groß ausfällt, so verteilt man ihn auf mehrere Flächen, indem man sogenannte Kammlager anwendet.[1])

Bei der Übertragung der Drehbewegung von der im Ausleger einer Kranbohrmaschine liegenden Welle auf die aufrechte Bohrspindel, auch bei selbsttätigen Antrieben der Schlittenschrauben bei Hobelmaschinen, Drehbänken u. s. w., sofern die Schlittenbahn in verschiedenen Richtungen eingestellt werden soll, ist eine recht kurze Welle einzuschalten, welche zwar an sich keine besonders genaue Lagerung nötig hat, aber wegen ihrer Kürze vor zu großem Lockerwerden ihrer Lagerung geschützt werden muß.

[1]) Engineering, April 1890, S. 501, mit Abb.

Hierfür eignet sich die Anordnung, welche Fig. 160 versinnlicht. Die Mitte der angetriebenen Welle, z. B. der Bohrspindel, befinde sich bei *o*. Ein an ihr verschiebbares, besonders gelagertes Kegelrad greift in *b*, welches mit seiner Welle aus einem Stück gefertigt ist. Auf der Welle von *b* verschiebbar steckt das Kegelrad *c*, welches mit dem an *d* verschiebbaren Rade *e* im Eingriff steht. Es sind nun die Naben von *b* und *c* mit einer Verjüngung von $1 : 1^1/_2$ kegelförmig gestaltet und werden durch an der Welle von *b* angebrachte Muttern in die doppelkegelförmige Bohrung des Lagerkörpers *a* gedrückt.

Das in diesem Beispiel auftretende Verfahren, dem Kegel gleichzeitig die in der Achsenrichtung und die winkelrecht zu dieser auftretenden Drücke aufzuhalsen, kommt in voller Reinheit zum Ausdruck bei der alten „Spitzen"-Lagerung. Fig. 161 zeigt dieselbe so, wie sie nicht gemacht werden soll: da an der eigentlichen Spitze des kegelförmigen Zapfens ein Abschleifen nicht stattfinden kann, so muß nach einiger Abnutzung der

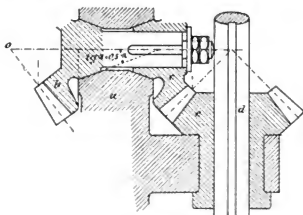


Fig. 160.


Fig. 161.

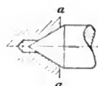


Fig. 162.

einander gegenüberliegenden Kegelflächen die Kegelspitze abbrechen, wodurch unliebsame Verwerfungen herbeigeführt werden. Richtig, und deshalb auch gebräuchlicher ist, nach Fig. 162 den Hohlkegel an ein tieferes Loch sich anschließen zu lassen, so daß die Spitze des Vollkegels überhaupt nicht zum Anliegen kommt. Wird der Hohlkegel wiederholt als Lager verwendet — z. B. bei Drehdornen — so läßt man in das erwähnte Loch eine Bohrung münden, welche der Zuführung des Schmiermittels dient. Eine einigermaßen gleichförmige Abnutzung des Hohlkegels ist, wie leicht zu erkennen, nur dann zu erwarten, wenn seine Endfläche *a a* winkelrecht zur Achse liegt. Man findet den Spitzenwinkel des Kegels häufig zu 90° gewählt, also die Verjüngung zu 1 : 2. Da jedoch die Kräfte, welche winkelrecht zur Drehachse wirken, oft erheblich größer sind als die zur Achse gleichlaufenden, so wird neuerdings vorgezogen, die Spitze schlanker zu machen, den Spitzenwinkel bis zu 60°, die Verjüngung bis zu 1 : 1,5 zu wählen.

Läßt der verfügbare Raum die Unterbringung zweier Lager in solcher Entfernung, wie die durch die Achse gehenden Drehkräfte erfordern, nicht zu, so verwendet man als Führung eine kurze Kegelfläche großen Durchmessers und eine Ebene, die winkelrecht zu der Achse des Kegels liegt. Fig. 163 stellt eine Ausführungsform für dieses Verfahren dar. Der niedrige

Kegel *a* legt sich mit seiner ebenen Grundfläche auf eine Ringfläche des zweiten zur Führung gehörigen Teils *b*. Gegen die Kegelfläche legt sich ein Ring *i*, welcher in genauer Ausdrehung von *b* durch Schrauben so verschoben werden kann, daß die Führungsflächen mit dem erforderlichen

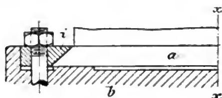


Fig. 163.

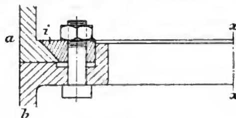


Fig. 164.

Druck sich aneinander legen. Um ein zu starkes Anziehen der Schrauben verhüten zu können, aber auch zum Zurückziehen des Ringes, bringt man nicht selten zwischen den zum Anziehen dienenden Schrauben solche an, deren Muttergewinde in *i* sich befindet und die sich gegen *b* stützen. Diese Ausführungsform wird auch in umgekehrter Lage angewendet.

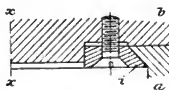


Fig. 165.

In Fig. 164 ist die Lage des nachstellbaren Ringes *i* so gewählt, daß er von *a* und *b* umschlossen ist, also die Gleitflächen besser gegen Staub geschützt werden können.

Fig. 165 stellt dieselbe Anordnung in umgekehrter Lage und in Einzelheiten etwas verändert dar.

Um die Flächendrücke möglichst klein werden zu lassen, sucht man den Halbmesser des Kegels möglichst groß zu machen. Dem gegenüber macht sich die Rücksicht auf den verfügbaren Raum geltend. Wenn der Druck in der Achsenrichtung, welcher gegen die ebene Fläche des Kegels wirkt, der vorherrschende ist, wie z. B. bei Stoßmaschinen, so läßt sich der äußere Durchmesser des Kegels *a* (Fig. 166), so groß machen, als die Breite der Platte *b*, auf welche er sich stützt, beträgt, und der volle Ring durch vier Ringstücke *i* ersetzen. Die Ringstücke *i* stützen sich gegen Leisten von *b* und greifen mit einem Vorsprung in eine Durchquerung dieser Leisten; die in der Figur größer gezeichneten Schraubenquerschnitte gehören den zum Anziehen, die kleineren den zum Zurückziehen der Ringstücke dienenden Schrauben an.

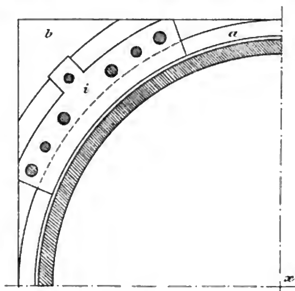


Fig. 166.

Für den Wirbel oder Drehschemel leichterer Drehbänke wird zuweilen

die durch Fig. 167 im Grundriß und senkrechten Schnitt dargestellte Anordnung verwendet. Der niedrige, breite Kegel *a* setzt sich mit seiner ebenen Grundfläche auf den Boden einer in *b* angebrachten Vertiefung, und die Kegelfläche steckt links — in bezug auf die Figur — unter einem Stück an *b* ausgebildeter Hohlkegelfläche, rechts unter einer noch kürzeren, welche an *c* sitzt. *c* greift mittels zwei Leisten unter Vorsprünge von *b*, liegt mit seinem unteren, breiteren Teil in einer Furche von *b* unterhalb des Kegels *a* und kann durch die Mutter *m* angezogen werden. Nach dem Lösen dieser Mutter ist *c* weit genug zurückzuschieben, um *a* abheben zu können.

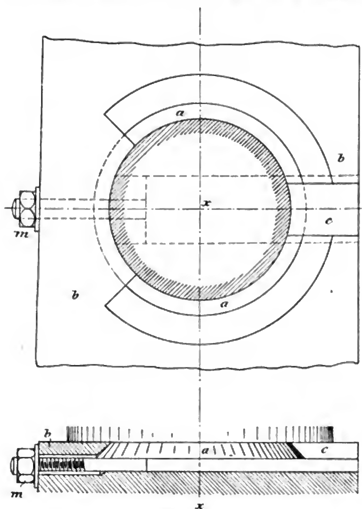


Fig. 167.

In dem Sonderfall, daß der geführte Teil *a* (Fig. 168) fast nur in der Achsenrichtung *x x*, und zwar von oben nach unten belastet ist — z. B. bei Drehbänken mit liegender Planscheibe und bei Räderformmaschinen —, ist auch die kreisförmige Führung mit schweinsrückenartigem Querschnitt verwendbar. *b* gehört dem Maschinengestell an, während der volle Schweinsrücken an der drehbaren Platte *a* sitzt.

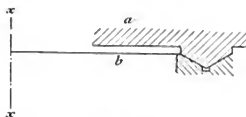


Fig. 168.

b. Gewinnen und Erhalten genauer Führungen.

Ebenso wie bei der Herstellung der Führungen für geradlinige Wege ist auch bei der Anfertigung der Teile, welche im Kreise führen sollen, große Sorgfalt anzuwenden. Es sind genaue Werkzeugmaschinen erforderlich und die erzeugten Teile in ähnlicher Weise auf ihre Genauigkeit zu prüfen, wie S. 60 u. f. angedeutet wurde.

Damit die führenden Flächen von vornherein sich völlig decken,

werden dieselben eingeschliffen, d. h. eine der beiden zusammengehörigen Flächen mit einer sehr feinen Farbe dünn überzogen, und auf der anderen verschoben, so daß die Berührungsstellen zu erkennen sind. Nach dieser Vorzeichnung schabt man die Erhabenheiten, zeichnet wieder vor usw., bis die Farbe bei einem letzten Vorzeichnen gleichförmig übertragen wird. Es mag auf den die kegelförmigen Gleitflächen empfehlenden Umstand hingewiesen werden, daß diese sich besser einschleifen lassen als walzenförmige.

Von Wichtigkeit ist ferner das genaue Ausrichten der Drehachsen gegenüber anderen Drehachsen oder geraden Bahnen. Es kann das Ausrichten geschehen mit Hilfe der gewöhnlichen Meßwerkzeuge: Maßstab, Zirkel, Lineal und Winkel. Hierbei sind aber nicht selten viele Einzelmessungen erforderlich, deren Fehler möglicherweise nach derselben Seite fallen. Man bevorzugt deshalb solche Meßverfahren, welche die Fehler der zusammengehörigen Dinge zusammenfassen.

Es soll z. B. untersucht werden, ob die Spindel *S* (Fig. 169) genau winkelrecht zur Bahn des Stichels liegt, welcher mittels des Stichelhauses *a* längs des Führungsstabes *b* verschoben wird. Man befestigt zu dem Zweck einen Arm *c* an *S* (oder benutzt eine an *S* sitzende Planscheibe), bringt eine an *c* ausgebildete Spitze mit der Spitze eines Stäbchens in Fühlung, welches in das Stichelhaus *a* gespannt ist, dreht nun *c* um 180° in die gestrichelt gezeichnete Lage c_1 und verschiebt *a* nach a_1. Liegt der von *a* zurückgelegte Weg winkelrecht zu *S*, so müssen die beiden an *c* bzw. *a* festen Spitzen auch in der neuen Lage sich berühren. Da die an *c* feste Spitze in einer Ebene sich bewegt, welche genau winkelrecht zur Drehachse von *S* liegt, so kann das soeben beschriebene Verfahren mit geringer Erweiterung auch benutzt werden, um zu prüfen, ob die Drehachse eine genau winkelrechte Lage zu zwei sich kreuzenden geraden Wegen hat. Es kommt das z. B. in Frage bei Fräsmaschinen mit senkrechter Spindel, unter welcher der Aufspanntisch in zwei wagrechten Richtungen verschoben werden kann. Hier befestigt man am unteren Ende der Fräserspindel einen Arm, wie *c* in Fig. 169, und auf dem Aufspanntisch eine Spitze und vergleicht in vier durch Verschieben beider Schlitten gewonnenen Lagen, ob die an dem Arm und die am Tisch befestigte Spitze sich in gleicher Weise berühren. Das gleiche Verfahren ist z. B. anzuwenden bei Prüfung der Lage der Spindel einer sogenannten liegenden Bohrmaschine gegenüber einer wagrechten und der senkrechten Verschiebbarkeit des Aufspanntisches. Die zweite wagrechte Verschiebbarkeit des Aufspanntisches einer solchen Maschine soll zur Spindelachse gleichlaufend sein. Das läßt sich auf folgende Weise prüfen: an der Spindel *S* (Fig. 170) wird ein Arm *c* mit Spitze *d* befestigt. In der Spindel steckt eine Spitze *e*, von deren genauer Lage man sich überzeugt hat, und auf dem Aufspanntisch ist eine zweite Spitze — vielleicht mit Hilfe eines Reitstockes — befestigt. Man bringt nun zunächst *f* mit *e* in Fühlung und schiebt hierauf, ohne sonst irgend etwas zu ändern.

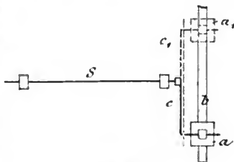


Fig. 169.

die Spitze *f* mit Hilfe des Längsschlittens nach rechts. Es müssen dann, wenn obige Voraussetzung zutreffen soll, die zwischen *d* und *f* liegenden Entfernungen genau gleich sein. Zum Messen dieser Entfernung benutzt man ein Stichmaß, dem ein Fühlhebel eingeschaltet werden kann.[1]) Geradeso wird die Lage der Arbeitsspindel einer Drehbank gegenüber den verschiedenen Lagen der Reitstockspitze geprüft.

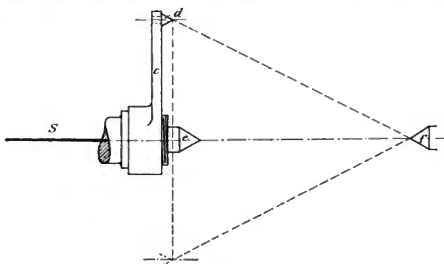


Fig. 170.

Auch auf die folgende Weise kann geprüft werden, ob die Spindel in lotrechter Ebene gleichlaufend zur Führungsfläche des Bettes liegt: man steckt statt der Spitze irgend eine steife Stange in die Spindel, sucht dann an dem freien Ende der Stange den Punkt, an welchem die Drehachse sich befindet und vergleicht dann, ob dieser Punkt ebenso hoch liegt wie die Spindel- und die Reitstockspitze.

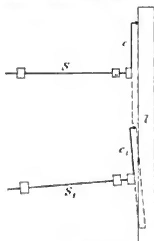


Fig. 171.

Die gleichlaufende Lage zweier nebeneinander liegenden Drehachsen *S* und S_1 (Fig. 171) läßt sich auf folgende Weise prüfen. Man legt *S* gegenüber eine genaue Richtplatte *l* so, daß die an *c* befindliche Spitze sie überall gut berührt, und beobachtet nun — indem man c_1 in erforderlichem Grade verschiebt — ob gleiches seitens der Spitze von c_1, gegenüber der Richtplatte *l*, der Fall ist. Steht eine genügend große Richtplatte nicht zur Verfügung, so muß man sich mit einem unsichern Verfahren begnügen. Gleichlaufend zur Bildfläche der Fig. 171 kann man die Richtplatte durch ein genaues Lineal *l* ersetzen; es ist aber außerdem eine Prüfung winkelrecht zur Bildfläche nötig. Zu diesem Zweck bringt man sowohl vor *S* als auch vor S_1 ein Lineal an, welche von *c* bzw. c_1 in zutreffender Weise berührt werden, und untersucht durch Absehen, ob die Linealkanten sich decken. Das letztere Verfahren läßt sich zuweilen durch das folgende, zuverlässigere ersetzen. Nachdem zunächst durch das Lineal in einer Rich-

[1]) Vgl. Sharp, Amer. Mach. 22. Juni 1891, mit Abb.

tung die gleichlaufende Lage festgestellt ist, ersetzt man die Spitze am Arm c_1 (Fig. 172) durch eine entgegengesetzt gerichtete und prüft, ob die Spitzen von c und c_1 in den Kreuzungen ihrer Bahnen bei α und β gleichmäßig sich berühren.

Diese Beispiele mögen genügen; je nach Art der begleitenden Umstände wird man das Prüfungsverfahren einrichten.

Ergeben sich nun Ungenauigkeiten, so sind diese zu beseitigen, wozu geeignete Nachstellbarkeiten vorzusehen sind.

Schon bei Erörterung des Baues vorliegender Führungen ist ein Teil der durch Abnutzungen nötig werdenden Nachstellbarkeiten erörtert, nämlich diejenigen Mittel, welche die Erhaltung guten Schlusses, sicheren Aufeinanderliegens der aneinander gleitenden Flächen zum Zweck haben. Eine andere Gruppe der Nachstellbarkeiten dient zur Beseitigung durch einseitige Abnutzung entstehender Ungenauigkeiten ebenso wie zur Gewinnung genauer Lage; sie soll daher für beide Zwecke gemeinsam behandelt werden.

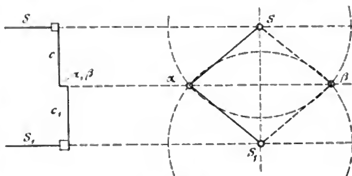


Fig. 172.

Der Spindelstock soll z. B. in wagrechter Richtung quer gegen die Achse verschoben werden. Das kann geschehen — und geschieht sehr häufig — mittels der Hand. Man gewinnt jedoch die richtige Lage bequemer durch Schrauben. Zu dem Ende wird in einem zwischen die Drehbankwagen ragenden Teil des Spindelstockes A (Fig. 173) ein Loch hergestellt, in welchem zwei Schrauben stecken, welche durch Muttern gegen die Innenflächen der Drehbankwangen gedrückt werden können. Da diese Schrauben nur dem Ausrichten dienen, das Festhalten aber den gebräuchlichen Befestigungsschrauben bleibt, so dürfen erstere sehr klein gemacht werden. Für die Verstellung in der Höhe kenne ich nur das Einschieben von Blechstücken unter den Fuß des Spindelstockes. Der Reitstock (Fig. 174, 175 u. 176) muß seinen Ort auf dem Drehbankbett häufig wechseln, es sind deshalb Einstellungsschrauben, welche gegen die Bettwangen drücken, hier wenig tauglich. Man legt deshalb zunächst eine Platte a auf das Bett B, und zwar so, daß sie genau zwischen die Bettwangen greift, und setzt den Reitstock auf diese Platte. Beide, R und a, greifen vermöge einer Nut, bzw. einer Leiste genau ineinander, und R wird gegen a durch zwei Schrauben b quer gegen das Bett verschoben. Es wird auch[1]) die

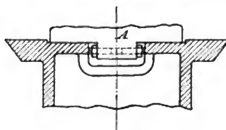


Fig. 173.

[1]) Z. 1897, S. 827.

Platte *a* mit einer schrägen Leiste versehen, welche in eine entsprechend schräge Nut der Reitstocksohle greift, so daß durch Verschieben des Reitstockes längs dieser Leiste die gewünschte Querverschiebung leichter genau gewonnen werden kann.

Man hat auch vorgeschlagen,[1]) den Reitnagel *r* (Fig. 174 u. 175) in eine außerachsig gebohrte Hülse zu stecken, die im Reitstock drehbar gelagert ist. Dieses Verfahren leidet aber an dem Fehler, daß mit den Querverschiebungen Änderungen in der Höhenlage der Spitze verbunden sind.

Fig. 174. Fig. 176.

Fig. 175.

Vielleicht eignet es sich besser als Mittel zur Einstellung dieser Höhenlage, während eins der vorhin angegebenen Verfahren die wagrechte Einstellung vermittelt. Da der Reitnagel nur geringer Abnutzung unterliegt, die zugehörige Spitze aber ausgewechselt werden kann, so hat die Nachstellbarkeit in der Höhenrichtung nur selten Wert, wenn der Reitstock von vornherein genau ausgeführt worden ist, und die Querverstellung kann entbehrt werden, weil man den Spindelstock quer verstellen kann. Man gestaltet demgemäß die Befestigungsmittel so, daß eine lotrechte Fläche des Reitstockes oder Reitstockunterteils gegen eine genaue Fläche des Bettes gedrückt wird. Nach Fig. 177[2]) vermittelt dies die Unterlegplatte *e*, nach Fig. 178[3]) bewirkt die schräge Lage der Befestigungsschrauben das Andrücken der lotrechten Flächen.

[1]) Z. 1892, S. 1286, mit Abb.
[2]) Z. 1900, S. 1051, mit Abb.
[3]) Z. 1901, S. 543, mit Abb.

Bei anderen der Führung im Kreise dienenden Einrichtungen finden sich kaum irgend welche Sonderheiten. Es sind hiernach die Nachstellbarkeiten, soweit sie einseitige Abnutzung auszugleichen haben, noch unvollkommen, weshalb solche einseitigen Abnutzungen möglichst vermieden bzw. beschränkt werden sollen. Das geschieht durch geringe Belastung der Flächeneinheit und Verwendung harter, gleichförmiger Stoffe für die Gleitflächen, wobei die eine Gleitfläche aus anderem Stoff gefertigt ist als die ihr gegenüberliegende, z. B. Stahl gegen harte Bronze, Schmiedeeisen gegen Bronze oder Gußeisen.

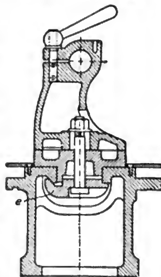
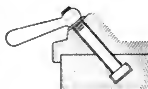


Fig. 177.

Wo ein großer, zu einseitiger Abnutzung veranlassender Druck von einer verhältnismäßig kleinen Fläche aufgenommen werden muß, pflegt man bequeme Berichtigung bzw. Erneuerung der Fläche vorzusehen. Das ist z. B. der Fall bei den sogenannten Spitzen.


Fig. 178.

Dieselben sind gehärtet und werden von Zeit zu Zeit durch Schleifen berichtigt, wozu man besondere Spitzenschleifvorrichtungen[1]) verwendet. (Vgl. Fig. 70, S. 48.) Die Spitze der Spindel steckt während des Schleifens in dieser und dreht sich mit ihr langsam um, während der rasch kreisende Schleifstein in seiner Achsenrichtung längs der Erzeugenden des Spitzenkegels hin- und hergeschoben wird. Die Achse der so gewonnenen Spitze fällt sonach genau zusammen mit der Drehachse der Spindel, d. h. es wird durch dieses Nachschleifen der Spitze — soweit das Drehen zwischen den Spitzen in Frage kommt — auch jede Ungenauigkeit, welche die Spindel etwa durch einseitige Abnutzung erfahren hat, beseitigt. Um diesen Vorteil zu benutzen, muß jedoch die Spitze so stecken bleiben, wie sie während des Schleifens in der Spindel steckte, bzw. wieder genau so eingesteckt werden, wenn sie aus irgend einem Grunde fortgenommen war. Die Reitstockspitze pflegt man behufs Nachschleifens auch in die Spindel zu stecken. Zweckmäßiger ist es jedoch, auch die Reitstockspitze am Ort ihrer Verwendung zu schleifen, indem die Schleifvorrichtung an die Spindel befestigt und mittels dieser um die Reitstockspitze herumbewegt wird. Oft zieht man vor, die zur Aufnahme der Spitzen dienenden Löcher in Spindel und Reitnagel genau zu halten, so daß die Spitzen in einer geeigneten Vorrichtung geschliffen werden können.

Die Planscheibe wird zuweilen auf der Spindel steckend nachgedreht, um die durch das Aufspannen der Werkstücke ungenau gewordene Vorderfläche zu berichtigen. Man macht hierdurch — wie bei der Spitze — gleichzeitig die infolge einseitiger Abnutzung entstandene Ungenauigkeit der Spindel unschädlich. Ähnliches ist bei den selbstausrichtenden Futtern (siehe weiter unten) nicht zu erreichen.

---

[1]) Dingl. polyt. Journ. 1873, Bd. 208, S. 3, mit Schaubild. Z. 1896, S. 1341, mit Abb. The Iron Age, 11. Februar 1897, S. 13, mit Schaubild.

c. Das Bestimmen der Abmessungen

im Kreise führender Flächen findet nach denselben Grundsätzen statt, wie das Bemessen der geradlinig führenden Flächen (vgl. S. 69 u. f.). Es kann daher eine besondere Erörterung entbehrt werden.

3. Zusammengesetze Führungen, Führungen für unregelmäfsig gekrümmte Wege.

Man kann mittels Drehbank nach Fig. 179 eine Kegelfläche erzeugen, indem man das Werkstück W zwischen Spitzen s spannt, welche gegeneinander versetzt sind, während der Stichel B gleichlaufend zur Drehbank-

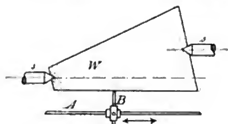


Fig. 179.

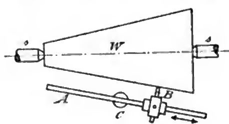


Fig. 180.

achse längs des geraden Führungsstabes A bzw. des Drehbankbettes verschoben wird. Allein dieses Verfahren — dem man leider oft begegnet — taugt nichts, weil, wie die Figur erkennen läßt, die Spitzen sich nur unvollkommen gegen das Werkstück legen.

Weit brauchbarer ist das durch Fig. 180 dargestellte Verfahren. Die Spitzen s haben die richtige Lage gegenüber dem Werkstück, der Stichel B gleitet mit seinem — schematisch dargestellten — Schlitten an dem Führungsstabe A, welcher in geeigneter Weise gegen die Drehbankachse schräg gelegt ist. Um diese Schräge bequem einstellen zu können, ist A mittels eines

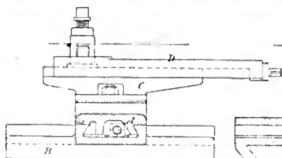


Fig. 181.

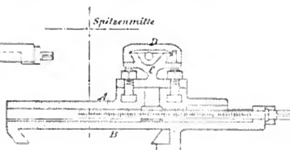


Fig. 182.

Wirbels C an dem Querschlitten der Drehbank befestigt. Diese gute Einrichtung wird durch den Umstand beeinträchtigt, daß man A (Fig. 180) um die Widerstandsfähigkeit des Wirbels C nicht zu sehr in Anspruch zu nehmen, nur in mäßiger Länge ausführen kann. Für stumpfere Kegel genügt die ausführbare Länge des Führungsstabes A; schlankere Kegel werden nicht selten in größerer Länge verlangt, so daß das durch Fig. 180 dargestellte Verfahren Unbequemlichkeiten verursacht.

Die Figuren 181, 182, 183 stellen eine der vielen Ausführungsformen einer derartigen Anordnung dar. B bezeichnet die Bettplatte, welche — vgl. den Grundriß Fig. 183 — II-förmig gestaltet ist, um möglichst lange

Führungen am Bett zu erhalten. Auf dem Mittelbalken der Bettplatte gleitet der Querschieber *A*. Auf *A* sitzt ein zylindrischer Stumpf, in dessen oberer ebenen Fläche eine kreisförmige Aufspannut ausgebildet ist. Der drehbare Führungsstab *C* legt sich mit einer Scheibe auf den Stumpf; die Scheibe ist mit einem hervorragenden Ring versehen, welcher in die Aufspannut greift und als Drehzapfen dient. Zwei zum Festhalten von *C* an *A* bestimmte Schrauben haben flache Köpfe, so daß diese durch den engen Teil der Aufspannut geschoben werden können; sie sind ferner mit Vierkanten versehen, welche, in die vierkantigen Löcher von *C* greifend, sie hindern, sich eigenmächtig zu drehen. Der abgedrehte Rand der an *C* befindlichen Scheibe ist oft mit Gradeinteilung versehen, um die gewünschte Schräglage des Führungsstabes *C* rasch gewinnen zu können. *D* bezeichnet den an *C* gleitenden Stichelhausschlitten.

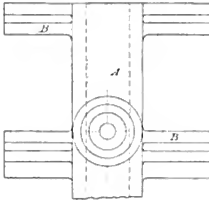


Fig. 183.

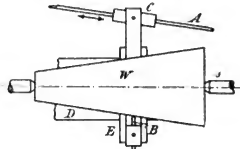


Fig. 184.

Für längere Kegelflächen ist eine zusammengesetzte Führung nach Fig. 184 geeigneter. Die Spitzen *s* tragen das Werkstück *W* in gewönlicher Weise, der Stichel *B* ist an dem Querschlitten befestigt, der auf der Bettplatte *E* gleitet. Letztere wird dem Drehbankbett *D* entlang geführt. Nun ist der Querschlitten so weit nach hinten verlängert, daß er an dem Hilfsschlitten *C*, der an dem — hinter dem Bett angebrachten — geraden Führungsstabe *A* gleitet, befestigt werden kann. Vermöge der schrägen Lage dieses Führungsstabes *A* wird hiernach der mit der Bettplatte *E* längs des Bettes bewegte Oberschlitten nebst dem an ihm befestigten Stichel gleichzeitig quer gegen die Drehbank verschoben, also durch die Stichelschneide das kreisende Werkstück *W* kegelförmig gestaltet. Dem Führungsstab *A* kann man, da er an mehreren Stellen zu befestigen ist, eine große Länge geben, also mit Hilfe vorliegender Einrichtung sehr lange Kegelflächen erzeugen, die allerdings keinen großen Spitzenwinkel haben dürfen. Da stumpfere Kegelflächen seltener vorkommen, so wird in vielen Fällen durch die Einrichtung, welche Fig. 184 schematisch darstellt, der stellbare Führungsstab *A* (Fig. 180) entbehrlich und möglich, den Querschlitten unmittelbar zur Aufnahme des Stichels einzurichten. Es wird ferner die selbsttätige Verschiebung des Stichels in einfachster Weise geboten, indem sie sich ohne weiteres von der selbsttätigen Verschiebung der Bettplatte ableitet. Man pflegt die Einrichtung zu wählen, vermöge welcher je nach Bedarf der Querschlitten entweder durch den in Rede stehenden Führungsstab, oder in gewöhnlicher Weise durch eine Schraube verschoben werden kann, damit die Drehbank walzenförmige Gegenstände ohne Zuhilfenahme dieses Führungsstabes bearbeiten kann. Fig. 185 stellt eine solche Ein-

richtung im Schnitt dar. *D* bezeichnet den Querschnitt des Drehbankbettes. An diesem sitzen Böcke, auf denen der Führungsstab *A* befestigt, bzw. eingestellt werden kann. Mit dem in *A* gleitenden Stein ist eine breite, in der Bettplatte *E* gut geführte Schiene *F* verbolzt, welche unterhalb des Querschlittens *G* die Mutter *F* für die Schlittenschraube enthält. Letztere ist im Querschlitten unverschiebbar gelagert. Damit ist die Abhängigkeit des Querschlittens und Stichels von der Führung *A* gegeben; die Schlittenschraube dient nur zum Einstellen des Stichels. Soll von *A* kein Gebrauch gemacht werden, so nimmt man die Schraube *i* fort und bringt sie bei *o* an, wo sie die Schiene *F* mit der Bettplatte *E* kuppelt. Aus dem Vergleich der Fig. 185 mit der Fig. 181 bis 183 ergibt sich ohne weiteres die größere Schwäche des mit Wirbel versehenen Schlittens. Andere Ausführungsformen findet man an unten genannter Stelle[1]) beschrieben.

Durch Zusammensetzen einer gradlinigen und einer Drehbewegung sind krumme Wege zu erzeugen. Es wird von derartigen Einrichtungen namentlich Gebrauch gemacht, um große Krümmungshalbmesser zu gewinnen, und zwar sowohl bei Drehbänken[2]) als auch bei Hobel-, Fräs- und

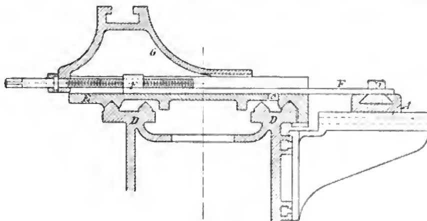


Fig. 185.

Schleifmaschinen.[3]) Diese Einrichtungen leiden, soweit sie für verschiedene Krümmungshalbmesser einstellbar sind, an dem Fehler, daß die Richtlinie des Einzelstichels (Seite 34) nicht immer senkrecht auf der in Bildung begriffenen Fläche steht, also der Einzelstichel entweder eine riefige Fläche erzeugt (Seite 33), wenn nicht eine kreisförmige Schneide verwendet wird, oder zeitweise mit ungünstigem Ansatzwinkel arbeitet (Seite 32). Die in Rede stehenden Einrichtungen lassen sich jedoch gut für Fräsmaschinen verwenden (vgl. Seite 32).

Für das Erzeugen unregelmäßig gekrümmter Wege dienen krumme Führungsflächen, gegen welche das zu Führende durch Gewicht, Feder oder auch die Hand so gedrückt wird, daß die führenden Flächen miteinander

[1]) Z. 1900, S. 1088, mit Abb., S. 1093, mit Abb.

[2]) Balligdrehen der Riemenrollen: Anderson, Dingl. polyt. Journ. 1832, Bd. 43, S. 161, mit Abb. Verschiedene: Zivilingenieur 1871, Bd. 17, S. 331, mit Abb.; H. Richard-Hermann, D.R.P. 67934; Dingl. polyt. Journ. 1896, Bd. 299, S. 201, mit Abb.; A. Knöpfel, D.R.P. 76555; Z. 1894, S. 1278 mit Abb.; G. Stützle, D.R.P. 91041; Z. 1897, S. 753 mit Abb.

[3]) Engineering, Jan. 1886, S. 49, mit Schaubild. Dingl. polyt. Journ. 1886, Bd. 259 S. 443, mit Abb.

in Fühlung bleiben. Geschlossene Führungen, wie sie für gerade und kreisförmige Wege die Regel bilden, sind für unregelmäßig gekrümmte Wege unzulässig, weil bei diesen die eintretende Abnutzung durch Nachstellen der Führungsflächen nicht ausgeglichen werden kann.

Fig. 186 stellt eine solche Führung schematisch dar. Es bezeichnet *A* das Bett einer Drehbank, *B* den Bettschlitten oder die Bettplatte, *C* den Querschieber mit dem Stichel *S*, *L* den Führungsstab, oder die Lehre. *C* wird durch ein Gewicht oder eine Feder nachgiebig nach vorn gezogen; eine an *C* feste, steife Stange *E* ist an ihrem hinteren Ende mit einem Stift oder einer Rolle *D* so ausgerüstet, daß dieser Stift oder diese Rolle sich gegen die Lehre *L* legt. Verschiebt man nun *B* längs des Bettes *A*, so beschreibt die Spitze des Stichels *S* eine Linie, welche dem führenden Rande an *L* equidestant ist, erzeugt also arbeitend ein Werkstück, dessen Längenschnitt dieser Linie entspricht.

Es kann nun diese Lehre *L* ebensowohl vor als hinter *A* angebracht werden oder auch unmittelbar unter dem Querschlitten liegen.[1])

Wenn, wie in Fig. 186 rechts angedeutet, der führende Rand der Lehre *L* steil ansteigt, so werden die Reibungswiderstände zwischen Führungsstift *D* und Lehre *L* einerseits und die in der Führung des Querschlittens *C* anderseits bald so groß, daß ein Klemmen eintritt, wenigstens aber die den Bettschlitten *B* nach rechts verschiebende Kraft unverhältnismäßig groß sein muß, gegenüber den Kräften, welche den Schlitten nach vorn ziehen.

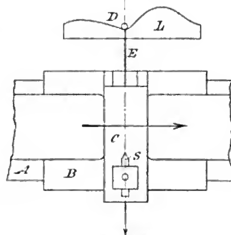


Fig. 186.

Man kann diese Schwierigkeit durch solche Anordnung der Lehre umgehen, daß deren steile Teile von dem Führungsstift abwärts gerichtet durchschritten werden, oder mildern durch Verwendung einer Führungsrolle statt des Führungsstiftes *D*, oder auch dadurch, daß man den Querschlitten mittels der Hand durch die Schlittenschraube mit der Lehre in Fühlung hält. Dieses letztere Verfahren kommt z. B. bei der Suchanekschen Räderdrehbank[2]) vor. Eine wesentlich hübschere Lösung habe ich zuerst an einer Fräsmaschine der Maschinenfabrik Deutschland in Dortmund gesehen:[3]) sie besteht darin, daß man den Weg des Führungsstiftes längs der Lehre erheblich größer macht als den Weg des Werkzeugs gegenüber dem Stichel. Beispielsweise sei die vom Werkzeug zu beschreibende Gestalt durch die Linie *AB* (Fig. 187) gegeben. Indem man nun, während das Werkzeug mit dem Führungsstift sich nach rechts bewegt, die Lehre nicht ruhen läßt, sondern beispielsweise doppelt so rasch nach links verschiebt, erreicht man

[1]) **Deckers** Kurvensupport: Dingl. polyt. Journ. 1867, Bd. 185, S. 272, mit Abb.; **Reinecker**, Z. 1900, S. 1093, mit Abb.; **Gschwindt & Co.**, D.R.P. 140620, Z. f. W. Mai 1901, S. 336; **Reichmann**, D.R.P. 135971, Z. f. W. Dez. 1902, S. 103; andere: Z. f. W. Okt. 1902, S. 9, S. 28; März 1903, S. 261; Mai 1903, S. 337, mit Abb.; Mai 1904, S. 715, mit Abb.

[2]) Z. 1888, S. 1153, mit Abb. Dingl. polyt. Journ. 1889, Bd. 272, S. 241, mit Abb.

[3]) Vgl. Z. 1887, S. 1142.

die Linie $A_1 B_1$ als gegensätzlichen Weg zwischen Stift und Lehre, also eine bei weitem weniger steile, entsprechend leichter zu ersteigende Lehre. Bouhey hat für eine Fräsmaschine nach dem vorliegenden Verfahren der Lehre die fünffache Länge des betreffenden Werkstücks gegeben.[1]) Sehr hübsch ist diese Verlängerung der Lehre bei einer von der Maschinenfabrik Deutschland gebauten Räderdrehbank[2]) so durchgeführt, daß die Lehre auf einer stetig sich drehenden Scheibe ausgebildet ist.

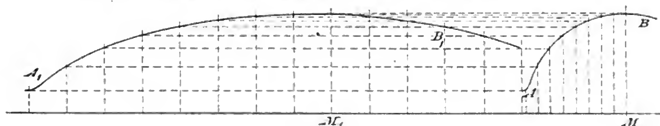


Fig. 187.

Es handelt sich um das Erzeugen der Querschnittsgestalt *abcde* (Fig. 188). Die Strecken *ab* und *bc* stellen Kegel dar, die mittels mäßig gerundetem, an einfacher Lehre geführten Stichels *S* gewonnen werden können. Für die Strecke *cde* ist ein Stichel S_2 mit kreisförmiger Schneide erforderlich, damit die Richtlinie *R* stets rechtwinklig zu der in Bildung befindlichen Fläche bleibt. Die Mitte der kreisförmigen Schneide beschreibt eine Equidestante der Strecke *cde*. Indem man die Ordinaten dieser Linie auf der Scheibe (Fig. 189) als Halbmesser abträgt, gewinnt man die gestreckte Linie $A_1 A_1$ der Fig. 189, in welcher sich die Mitte des geradlinig verschieblichen Führungsstiftes *F* zu bewegen hat. An dem Führungsstift sitzt die Mutter der Schlittenschraube fest. Es legt sich um die Linie $A_1 A_1$ eine Nut; für das Arbeiten wird nur die innere Wand dieser Nut benutzt, indem der Sticheldruck den Stift *F* mit dieser Fläche in Fühlung hält. Die Scheibe dreht sich um ihre Achse im geraden Verhältnis zu ihrer in die Richtung *GH* fallenden Querverschiebung. Demnach ist die Verschiebung des Stichels längs der Linie *cde* ungleichförmig.

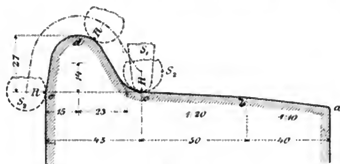


Fig. 188.

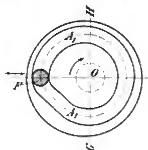


Fig. 189.

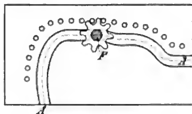


Fig. 190.

[1]) Z. 1887, S. 1141, mit Abb.
[2]) Z. 1892, S. 1374, mit Abb.

Eigenartig löst Hermann Schuberth die vorliegende Aufgabe. Die Führungsnut *A A* (Fig. 190) gibt die zu erzeugende Querschnittsgestalt unverlängert an. Der Führungsstift *F* ist in einem Schlitten drehbar gelagert, welcher den Stichel enthält und, gleichlaufend zur Bildfläche, an rechtwinklig zueinander liegenden Führungen sich verschieben kann. Neben der Führungsnut ist aus Stiften eine Art Verzahnung gebildet, in welche ein an *F* festes Zahnrad greift und *F* verschiebt, sobald dieses gedreht wird. Man erkennt ohne weiteres, daß der sich drehende Führungsstift auch an den steilsten Hängen der Lehre empor gleichförmig zu klettern vermag.

Zuweilen ist wegen der Kleinheit der Formen die unmittelbare Übertragung der Lehrenabmessungen auf das Werkstück nicht möglich. Man greift alsdann, um größere Lehren zu bekommen, zu dem bei Kopiermaschinen gebräuchlichen Verfahren, welches auf dem Satze beruht: bei ähnlichen Dreiecken stehen die Längen gleichliegender Seiten in gleichem Verhältnis zueinander. Dieser Satz wird in folgender Weise benutzt: Wenn eine gerade Linie an einem Ende so festgehalten wird, daß sie um den Befestigungspunkt schwingen kann, und mit ihrem anderen Ende am Rande

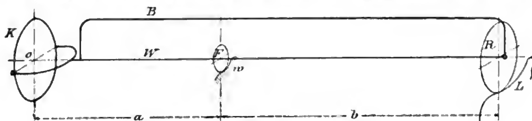


Fig. 191.

einer ebenen Platte fortgeführt wird, so beschreibt sie eine Pyramidenfläche; jeder Schnitt, welcher durch diese gleichlaufend mit jener Platte gelegt wird, bildet eine dem Rande der letzteren ähnliche Figur, ihre Abmessungen verhalten sich zu denjenigen der Plattenbegrenzung wie ihr Abstand vom Schwingungspunkte der Erzeugenden zum Abstand der Platte von dem Schwingungspunkte.

Eine Anwendung dieses Satzes stellt Fig. 191 schaubildlich dar.[1]) Ein Bügel *B* ist mittels des Kreuzgelenks *K* am Maschinengestell so gestützt, daß er um den Punkt *o* zu schwingen vermag. Die den Fräser *F* tragende Welle *W* ist in dem Bügel gelagert; ihre Achse geht bei entsprechender Verlängerung durch den Punkt *o*. Gleichachsig mit *W* ist eine Rolle *R* an *B* gelagert, deren Durchmesser sich zum Durchmesser des Fräsers wie $(a + b) : a$ verhält. *R* wird unter einigem Druck über den Rand der Lehre *L* hinweggeführt, so daß der arbeitende Fräser *F* an dem Werkstück *w* eine Fläche erzeugt, deren Querschnitt der Randbegrenzung von *L* geometrisch ähnlich ist. Es ist nun leicht zu übersehen, daß der Durchmesser von *R* nicht unbedingt die oben angegebene Größe zu haben braucht; ein anderer Durchmesser von *R* verlangt nur eine andere Lehre *L*, und zwar eine solche, deren führender Rand eine Equidestante der gegenwärtigen ist. Wie die Gestalt dieser Lehre auszutragen ist, bedarf keiner Erläuterung.

Andere Ausführungsformen solcher Führungen findet man z. B. in den unten verzeichneten Quellen.[2])

[1]) Z. 1885, S. 830.

[2]) Z. 1887, S. 1141, mit Abb. Revue Industrielle, Aug. 1889, S. 301, mit Schaubild. Z. 1898, S. 14—16.

4. Ausgleichung des „toten Ganges“ bei Schrauben und Zahnrädern.

Die Leitschrauben gehören zu den führenden Teilen insoweit, als durch sie Verschiebungen bestimmter Länge ausgeführt werden sollen. Da sie wie auch die zugehörigen Muttern der Abnutzung unterliegen, also ein sog. „toter Gang“ eintritt, so ist die Frage zu erörtern, wie ist dieser tote Gang unschädlich zu machen?

Dasselbe gilt von Zahnrädern.

Die Lösung liegt einfach darin, daß man eine zweite Mutter — oder ein zweites Rad — hinzufügt, welche der ersteren gegenüber so verschoben werden kann, daß sie rückwärts auf die Bolzengewindegänge — bzw. die Zähne des Gegenrades — drückt, während erstere nach vorwärts drückt. Nach Fig. 192 soll die Mutter *B* in dem Lagerkörper *A* festsitzen, während die Mutter *C* durch Schrauben *D* verschoben werden kann. Die Schrauben *D* greifen in Vertiefungen des Lagerkörpers *A*, um eine Drehung der beweglichen Mutter *C* zu verhüten. Das entgegengesetzte Anliegen der Gewindegänge beider Muttern ist auch durch gegensätzliche Drehung derselben zu erzielen. Bei Fig. 193 ist angenommen, daß das eine Mutter-

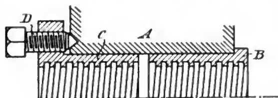


Fig. 192.

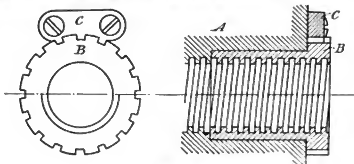


Fig. 193.

gewinde unmittelbar in den Lagerkörper *A* geschnitten ist, während die drehbare Mutter *B* das andere enthält. Die Drehung der letzteren wird durch einen Hakenschlüssel bewirkt; nach erfolgtem Anziehen legt man ein Klötzchen *C* mit seinen Zähnen in die Kerben am Bordring von *B* und befestigt *C* am Lagerkörper *A*. Bei Rädern wird die nachstellbare Hälfte des Doppelrades der anderen gegenüber verdreht. Eine der hierfür brauchbaren Einrichtungen stellen die Schnittfigur 194 und die Beifigur 195 dar, und zwar in Anwendung auf ein Wurmrad. *B* ist ringförmig und an *A* zu drehen. Außer — nicht gezeichneten —

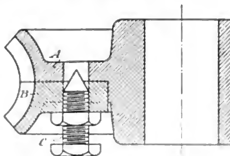


Fig. 194.



Fig. 195.

Verbindungsschrauben findet sich eine Schraube *C*, deren Muttergewinde in *B* geschnitten ist und deren kegelförmige Spitze in ein Loch des Rades *A* greift, so daß, nach Fig. 195, sie beim Anziehen der Schraube *C* das Rad *B* gegen *A* verdreht.

Man hat auch vorgeschlagen, den Querschnitt der Gewindegänge trapezförmig und die Mutter zweiteilig zu machen,[1]) um durch Zusammendrücken der Mutterhälften den entstandenen toten Gang zu beseitigen. Dieses Verfahren ist in seiner Anwendung auf Meßwerkzeuge (Schraublehren) uralt, für den vorliegenden Fall aber wenig brauchbar, da die Gewindegänge hierdurch nur an den Scheiteln der Mutterhälften neu zum Anliegen kommen, was bei der starken Abnutzung, welcher die Leitschrauben unterworfen sind, nur für kurze Zeit nutzt. Auch für Wurm- und Zahnräder verwendet man zur Beseitigung des toten Ganges das Nähern der Verzahnung; es ist aber selten möglich, ohne Verwicklung der Bauart die erforderliche Änderung der Achsenentfernung zu erreichen.

Die hier beschriebenen Nachstellbarkeiten setzen gleichförmige Abnutzung voraus. Bei Rädern läßt sich eine solche wohl erwarten, da sie — weil nacheinander sämtliche Zähne zum Eingriff kommen, und zwar wiederholt — überall etwa in gleichem Grade in Anspruch genommen werden. Nicht so ist es bei den Leitschrauben, welche vorwiegend in der Nähe der Mitte, selten in der Nähe der Enden benutzt werden. Stellt man nun, nach stattgefundener Abnutzung, die Muttern nach dem stärker abgenutzten Teil der Schraube ein, so klemmt sie sich an den weniger abgenutzten Stellen; benutzt man aber eine der letzteren für die Einstellung, so bleibt an den mehr abgenutzten Stellen ein toter Gang übrig. Es wird daher von der in Rede stehenden Nachstellbarkeit nur wenig Gebrauch gemacht. Statt dessen sucht man den toten Gang dadurch unschädlich zu machen, daß man die Schraube oder das Rad zurzeit nur in einer Richtung wirken läßt, also dem toten Gang keine Gelegenheit bietet, sich geltend zu machen. Ist man aber genötigt, z. B. einen Schlitten zurückzuziehen, so zieht man ihn mehr zurück, als eigentlich nötig wäre, um ihn bis zum Ausgangspunkt seines neuen Weges ein wenig vorschieben zu können, so daß von hier ab die Verschiebung sicher im geraden Verhältnis zur Schraubendrehung stattfindet.

5. Das Ablehren.

Bei rasch kreisenden Maschinenteilen soll deren Schwerachse mit ihrer Drehachse genau zusammenfallen, weil andernfalls mehr oder weniger große Erschütterungen eintreten. Man nennt das Verfahren, welches bezweckt, etwaige Abweichungen von diesen Forderungen aufzufinden, bzw. die Ungleichheiten der Gewichtsverteilung zu beseitigen, das Ablehren der betreffenden Teile.

Von den spanabhebenden Metallbearbeitungsmaschinen kommen nur die Schleifmaschinen hierfür in Frage, weil nur die Schleifsteine mit hoher Geschwindigkeit arbeiten. Dagegen arbeiten die Holzbearbeitungsmaschinen vorwiegend mit sehr großer Geschwindigkeit, weshalb das Ablehren in dem Teil dieses Buches, welcher die Holzbearbeitungsmaschinen behandelt, zur Erörterung kommen soll.

[1]) American Mach. 21. Febr. 1895, S. 141, mit Abb.

6. Das Feststellen.

Jede Verschiebbarkeit bedingt, daß zwischen den Führungsflächen ein kleiner von dem Schmiermittel ausgefüllter Spielraum vorhanden ist. Dieser Spielraum wird unter dem Wechsel des Führungsflächendruckes enger oder weiter, führt demnach eine gewisse Unsicherheit mit sich. Man beseitigt diese Unsicherheit durch kräftiges Andrücken der Führungsflächen, solange eine Verschiebung nicht benutzt wird, d. h. man stellt den geführten Teil fest bis zu dem Zeitpunkte, von welchem ab er wieder verschoben werden soll. Das kann geschehen: durch Anziehen der nachstellbaren Führungsleisten der gespaltenen Führungen (Fig. 75, Seite 50, Fig. 174 bis 176, Seite 90), der außen kegelförmigen Büchsen (Fig. 76, Seite 50) oder durch Anziehen besonderer Druckschrauben, Keile, Daumen oder auch durch einfallende Klinken u. dgl. Die Mittel zum Ausgleichen des toten Ganges können, wenn sie geeignet gestaltet sind, auch diesem Zweck dienen. Fig. 196 zeigt z. B. eine Art Keilvorrichtung zum Feststellen des Reitnagels eines Reitstockes. Quer zum Reitnagel A liegt im Gestell eine Bohrung für den dicken Kopf des Bolzens b. Die mit einer Handhabe c versehene Mutter von b drückt das Klötzchen d gegen den Reitnagel und zieht gleichzeitig den dicken Kopf von b heran. Dieser sowie das Klötzchen d sind gegenüber A entsprechend abgeschrägt.

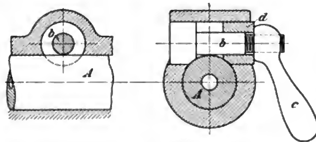


Fig. 196.

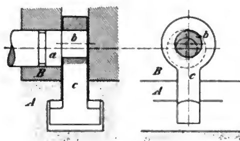


Fig. 197.

Nach Fig. 197 wird der auf A gleitende Schlitten B gegen ersteren gepreßt durch den Kurbelzapfen b des Wellchens a und die Stange c, deren hakenförmige Vorsprünge unter an A ausgebildete Leisten greifen.

III. Verbindung der Werkzeuge und Werkstücke mit der Maschine.

A. Befestigung der Werkzeuge.

In erster Linie soll die Verbindung von Werkzeug und Maschine fest genug sein. Ferner verlangt man von ihr, daß sie rasch vollzogen und ohne große Schwierigkeit die genau richtige Lage der Schneide bzw. Schneiden gewonnen werden kann. Da die Schneiden häufig durch Schleifen erneuert werden müssen, nach Umständen auch mehrere Schneiden nacheinander arbeiten, also das folgende Werkzeug den Ort des vorigen einnehmen soll, so legt man oft großen Wert auf bequeme und rasche Auswechselbarkeit der Werkzeuge. Das verhältnismäßige Gewicht dieser einzelnen Anforderungen ist sehr verschieden, daher sind die Lösungen der vorliegenden Aufgabe ungemein mannigfaltig.

1. Befestigung der Einzelstichel an sich.

Der für die Bearbeitung des Hartgusses vorkommende, vierkantige Stichel *s* (Fig. 198) wird auf die Rast *R*, den oberen Schlitten, gelegt und durch ein Spanneisen *a*, welches sich auf ein Unterlegstück *c* stützt, und die Schraube *b* festgehalten,

Die meisten Stichel sind mit einem Stiel rechteckigen Querschnitts

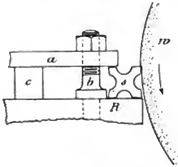


Fig. 198.

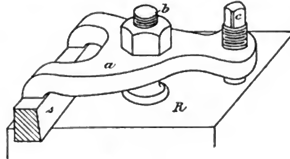


Fig. 199.

versehen, welcher in derselben Weise festgehalten werden kann wie der Stichel *s* in Fig. 198.

Um dem Stichel rasch diejenige Lage geben zu können, welche der Einzelfall erfordert, ordnet man wohl das Spanneisen *a* (Fig. 199) so an, daß es um die feste Schraube *b* sich drehen läßt. Es greift mit zwei Klauen auf den Stiel *s* des Stichels, der auf der oberen, ebenen Fläche der Rast *R* ruht; an dem anderen Ende des Spanneisens befindet sich eine Schraube *c*, die dieses Ende in zutreffender Höhe stützt.

Eine andere Ausführungsform für das gleiche Aufspannverfahren stellt Fig. 200 dar. Das Spanneisen *a* ist so gestaltet, daß es sich unmittelbar auf die Rast *R* stützt. *b* bezeichnet die Hauptbefestigungsschraube, welche in der Rast *R* festsitzt, und um welche *a* gedreht werden kann, *c* eine Schraube, welche unmittelbar auf den Stil *s* des Stichels drückt und dadurch diesen befestigt. Man verwendet auch, unter Beibehaltung der übrigen Anordnung, wie sie Fig. 200 darstellt, zwei in mäßiger Entfernung voneinander angebrachte Schrauben *c*.

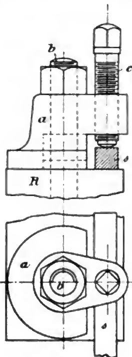


Fig. 200.

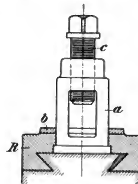


Fig. 201.

Das Stichelhaus *a* (Fig. 201) nimmt den Druck, welcher für das Festhalten des Stichels erforderlich ist, unmittelbar auf. Es ist von unten in den Oberschlitten *R* geschoben, legt sich mit einem vorspringenden Rand in einen Falz des letzteren und wird, wenn die Schraube *c* gegen den auf der Rast liegenden Stichelstiel drückt, mit dem genannten Rande fest gegen

R gedrückt. Nach dem Lösen der Schraube *c* läßt sich der Stichel mit dem Stichelhause *a* im Kreise drehen, was die Gewinnung der zutreffenden Lage der Schneide beim Einspannen sehr erleichtert. Teils zur Schonung der Rast, teils um die Höhenlage der Schneide passend machen zu können, ist auf *R* ein auswechselbarer Ring *b* gelegt.

Einige besondere Befestigungsweisen stellen die folgenden Figuren dar. In der Fig. 202 bis 206 ist der Stichel von der Seite eingesteckt, wie solches bei den Stichelbüchsen (tool box) und den Stahlwechselköpfen (Revolver) vorkommt. Der Stiel *s* des Stichels ist in Fig. 204 rund; er steckt in einem runden Loch der Rast *R* und wird zur Hälfte von einer Ausbogung des Bolzens *b* umfaßt, so daß durch Anziehen der Mutter dieses Bolzens der Stichel befestigt wird. Es ermöglicht diese Befestigungsweise, den Stichel um die Achse des Zapfens *s* zu drehen, um die Schneide dem Werkstück gegenüber in die richtige Lage zu bringen. Diese gute Eigenschaft fehlt, wenn man nach Fig. 205 dem Stichelstiel *s* vierkantigen Querschnitt gibt; dagegen sichert dieser gegen

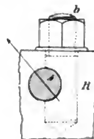
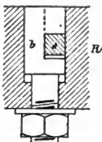


Fig. 204.



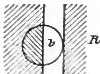


Fig. 202.

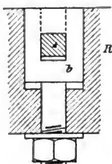


Fig. 203.

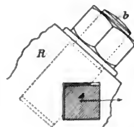


Fig. 205.

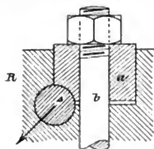
jede zufällige Drehung. Fig. 202 und 203 stellen zwei Stichelbefestigungen dar, welche sich von den vorigen hauptsächlich durch die andere Lage der zum Anziehen von *b* dienenden Mutter unterscheidet.

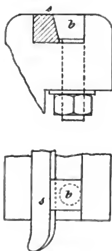
Es ist aber noch folgender erheblicher Unterschied zu beachten. Nach Fig. 202 und 203 ruht der Stichelstiel nur diesseits und jenseits von dem Loch, in welchem die Schraube *b* steckt, auf der Rast *R*, liegt also auf dieser fest zwischen der Schneide und dem Bolzen *b*, nach Fig. 204 und 205 wird der Stichelstiel nur da fest angepreßt, wo die Schraube *b* sich befindet. Das kann Zitterungen des Stichels veranlassen, insbesondere wenn die Beanspruchung der Stichel nicht im wesentlichen in die Richtung der gezeichneten Pfeile fällt.

Ähnliches liegt vor bei der durch Fig. 206 abgebildeten Befestigungsweise. Der Stichelstiel ist kreisrund, ein Klotz *a* wird mittels des Schraubenbolzens *b* gegen ihn gedrückt. Damit ist die Befestigungsweise verwandt, welche Fig. 207 zeigt; es ist aber der Stichel im Stiel trapezförmig und der zum Andrücken dienende Klotz oder Keil *b* mit dem Schraubbolzen aus

einem Stück hergestellt. Diese Befestigungsweise zeichnet sich dadurch aus, daß kein Teil der Befestigungsmittel über den Stichel hervorragt.

Nach Fig. 208 kann man in derselben Weise durch eine Schraube mit keilförmigem Kopf *b* gleichzeitig zwei Stichel *s* festhalten. Fig. 209 zeigt die Befestigungsweise eines Stichels *s* im Bohrkopf *b*; der Befestigungskeil *a* wird durch eine seitwärts liegende Mutter angezogen. Endlich stellen Fig. 210 und 211 die Stichelbefestigung für eine Krummzapfendrehbank dar. Der Raum in der Kröpfung der Krummzapfen ist eng, weshalb der Balken *b*, welcher den Stichel *s* trägt, dünn sein muß. Um ihn trotzdem genügend starr zu machen, hat man *b* eine große Breite gegeben und ihn an seinen beiden Enden an dem Schlitten der Drehbank befestigt. Der Stichel *s* steckt in einem mittels der Langlochbohrmaschine erzeugten Loch, und der Befestigungskeil *c* wird durch die Mutter *a* angezogen.





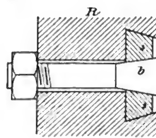


Fig. 208.

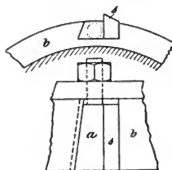


Fig. 206. Fig. 207. Fig. 209.

An dieser Stelle möge das Nötige über die Berechnung der Stichelbefestigungsteile gesagt werden.

Mit Hilfe der Angaben über Stichelwiderstände ist es möglich, auch die Beanspruchung der Stichel zu berechnen. Es wird hiervon aber nur selten Gebrauch gemacht, da die Rechnung einigermaßen verwickelt ist und Gelegenheit zur praktischen Ausbildung des Beurteilungsvermögens für die Frage: wie viel man einem Stichel zumuten darf, genug geboten wird. Und wenn der Spanquerschnitt, den man versuchsweise anwendet, bedenkliche Biegungen veranlaßt, so wählt man eine geringere Spandicke oder einen stärkeren Stichel. Anders ist es mit den Befestigungsmitteln, welche sich weniger leicht auswechseln lassen, insbesondere wenn bestimmte Spanquerschnitte gefordert werden.

Die anzuwendenden Rechnungen unterscheiden sich nicht von denen, die sonst zur Bestimmung des Widerstandsvermögens angewendet werden;

ihre Darlegung gehört deshalb nicht hierher. Nur sei allgemein erwähnt, daß der bequem gangbare Weg darin besteht, zunächst nach dem praktischen Gefühl die Abmessungen zu wählen und dann durch Rechnung zu untersuchen, ob die Wahl zweckmäßig ist. Lediglich um zu zeigen, wie wichtig die Rechnung auch für die Wahl der Befestigungsweise des Stichels ist, soll sie hier für einen einfachen Fall durchgeführt werden.

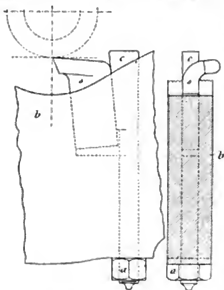


Fig. 210. Fig. 211.

In dem Stichelhaus (Fig. 201) sei ein Stichel befestigt, dessen Stiel 25×25 mm Querschnitt hat. Fig. 212 stellt diesen Stichel in Seitenansicht, Grundriß und einer Nebenfigur dar. Die Mitte des Spans liege in A um 55 + 45 mm = 100 mm von der Mitte der ihn festhaltenden Druckschraube entfernt. Der Arbeitswiderstand, welcher in diesem Punkte angreift, betrage 400 kg, der winkelrecht zur Schnittfläche wirkende Druck 350 kg. Letzterer ist, wie die Grundrißfigur zeigt, schräg gegen die Achse xx des Stichelstiels gerichtet. Das Mittel beider Kräfte liegt in der zu xx schrägen Ebene $ABCD$ und beträgt 532 kg. Die Ebene, in welcher diese Kraft biegend auf den Stichelstiel wirkt, liegt fast in der Diagonale des Stichelstiels, weshalb der Einfachheit halber angenommen werden mag, sie falle mit dieser zusammen, daß also das auf den Stichelstiel wirkende Drehmoment vernachlässigt werden kann. Es sei ferner angenommen, der Stichelstiel werde auf dem Rastteil R_1 festgehalten; unter welchen Bedingungen solches geschieht, wird weiter unten noch erörtert werden. Dann ist die

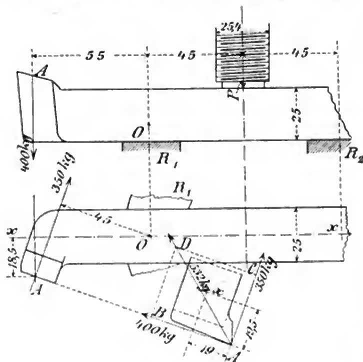


Fig. 212.

Länge des Hebelarmes, an welchem die Mittelkraft von 532 kg wirkt, in bezug auf den Rastpunkt O rund 45 mm, und man erhält — da das Widerstandsmoment des Stichels wegen der diagonalen Beanspruchung $0{,}1178 \cdot 25^3$ beträgt

$$532 . 45 = 0{,}1178 . 25^3 . \mathfrak{S}_1$$

wenn $\mathfrak{S}_1$ die von der Biegung herrührende Spannung des am weitesten von der Achse entfernten Querschnittpunktes des Stichelstiels bedeutet. Es ergibt sich hieraus

$$\mathfrak{S}_1 = 13 \text{ kg}.$$

Hierzu kommt auf der Druckseite ein kleiner Betrag, welcher von der schrägen Richtung der biegenden Kraft herrührt: d. h. $\sim$ 130 kg, und ein anderer, von der Schmalseite des Spanes stammender, welcher kaum 50 kg betragen dürfte. Diese rund 180 kg verteilen sich auf die 625 qmm des Stichelstielquerschnitts, wodurch die Gesamtspannung $\mathfrak{S}$ des stärkstbeanspruchten Stielquerschnittspunktes an der Druckseite zu etwa

$$\mathfrak{S} = 13{,}3 \text{ kg für 1 qmm}$$

anwächst.

Der Stichelstiel wird in senkrechter Richtung von dem Rastteil R_1 unmittelbar gestützt, in wagrechter Richtung durch Reibung an R_1 und R_2 festgehalten. Die Reibung zwischen Druckschraube und Stichel kann, wenigstens gegenüber der drehend wirkenden wagrechten Kraft von 350 kg, nicht zur Geltung kommen. Es heiße die bei R_1 auftretende Reibung $\mathfrak{R}_1$, und die bei R_2 auftretende $\mathfrak{R}_2$. Die bei A angreifende wagrechte Kraft von 350 kg wirkt winkelrecht zur Achse xx mit rund 330 kg. Es ist daher

$$330 \cdot 55 = \mathfrak{R}_2 \cdot 90 \text{ oder } \mathfrak{R}_2 = \sim 200 \text{ kg}$$

nötig, um das Gleiten auf der Raststelle R_2 zu verhüten. Auf R_1 versuchen $330 + 200 = 530$ kg das Gleiten winkelrecht zur Achse xx herbeizuführen, während die wie oben genannte Summe von rund 180 kg entweder von der Reibung auf R_1 oder R_2 oder beiden gemeinsam aufgenommen werden muß. Nimmt man, was bei den hier vorliegenden hohen Drücken wohl zulässig ist, als Reibungswertziffer 0,2 an, so ergibt sich, daß folgende Drücke notwendig sind:

$$\left.\begin{array}{r} \text{auf } R_1 : 530 : 0{,}2 = 2650 \text{ kg} \\ \text{„ } R_2 : 200 : 0{,}2 = 1000 \text{ „} \\ \text{auf beide gemeinsam} : 180 : 0{,}2 = 900 \text{ „} \end{array}\right\} \begin{array}{l}\text{zusammen} \\ 4550 \text{ kg.}\end{array}$$

Der bei A senkrecht nach unten wirkende Druck von 400 kg verlangt einen Druck P der Schraube und einen Gegendruck O der Rast R_1, welche sich wie folgt berechnen:

$$400 \cdot 55 = P \cdot 45; \quad P = 589 \text{ kg}$$
$$400 + P = O; \quad O = 989 \text{ „}$$

Fügt man diesem Druck P noch 3560 kg, welche sich auf die beiden Rastpunkte verteilen, hinzu, so erhält man:

$$\left.\begin{array}{r} \text{auf } R_1 : 989 + 1880 = 2769 \text{ kg} \\ \text{„ } R_2 : \quad 1880 \quad = 1780 \text{ „} \end{array}\right\} \begin{array}{l}\text{zusammen} \\ 4549 \text{ kg}\end{array}$$

als den für die Reibung geforderten Betrag.

Die Schraube hat mit rund 4550 kg zu drücken; ihr Kerndurchmesser beträgt 21,3 mm, also entfällt auf jedes Quadratmillimeter seiner Querschnittsfläche 12,8 kg.

Wenn man statt der Einspannweise der Fig. 201 — ähnlich Fig. 199 und 200 — eine der durch die Fig. 202 bis 211 dargestellten, bei denen nur dem Druck in der Achsenrichtung des Stichels durch Reibung

entgegenzutreten ist, gewählt hätte, so würde die Druckschraube weit weniger in Anspruch genommen werden, bei dem vorliegenden Beispiel nur mit: 180 : 0,2 = 900 kg, welcher Betrag dem durch die lotrecht nach unten wirkende Kraft von 400 kg, d. h. auf R_1 mit 889 kg fast allein geliefert wird. Daraus folgt, daß die bequemere Einstellbarkeit der durch Fig. 199—201 gezeigten Vorrichtungen, gegenüber den der Fig. 202—211 durch weit größere Druckkräfte erkauft werden muß.

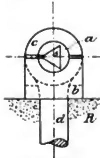


Fig. 213.

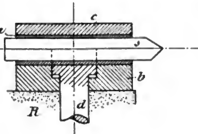


Fig. 214.

Hiernach kennzeichnet sich die Einspannvorrichtung, welche Fig. 213 und 214 darstellen, ohne weiteres als nur für leichte Späne geeignet. Der einem Grabstichel ähnliche Stichel *s* steckt in einer gespaltenen, äußerlich runden Hülse *a*. Diese liegt in dem Sattel *b* und wird überdeckt von dem Körper *c*, welcher mit dem Schraubenbolzen *d* aus einem Stück gefertigt ist. Durch Anziehen der Schraube wird *s* eingeklemmt und das Ganze an der Rast *R* festgehalten; nach Lösen der Schraube kann man den Stichel in seiner Längenrichtung verschieben und um zwei Achsen drehen.

Bei Hobel- und Stoßmaschinen, aber auch bei Drehbänken befestigt man den Stichel häufig mit Hilfe von sogenannten Aufspannuten. In Nuten ⊥ förmigen Querschnitts der Rast *R* halten sich die Bügel *a* (Fig. 215 und 216), welche mit dem Muttergewinde der Druckschrauben *b* versehen

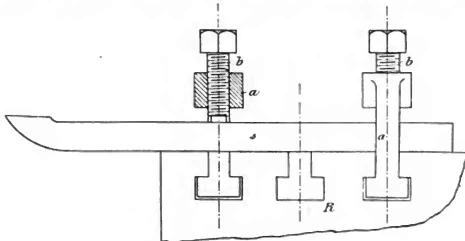


Fig. 215.

sind. Durch Verschieben der Bügel in den Aufspannuten kann man dem Stichel *s* verschiedene Lagen geben; es ist vor allem möglich, durch mehrere Druckschrauben den Stichel recht festzuhalten.

Die Fig. 217 und 218 zeigen eine Sticheleinspannung für den Fall, daß der Stichelwiderstand besonders groß ist, in teilweiser Vorderansicht und im Querschnitt. Es soll der Stichel die Einspannvorrichtung zuweilen erheblich überragen, weshalb das Einschalten eines Stichelhalters vorge-

sehen, also der Einspannraum hoch und weit gemacht ist. Dieser besteht in einer 800 mm langen Rinne, über deren Ränder vier Bügel greifen. Am oberen Ende (Fig. 217) sieht man einen fünften Bügel, mit dessen Schraube der in die Längenrichtung des Stichelhalters fallende Druck aufgenommen werden kann.

Wie früher nachgewiesen, ist für tadelloses Abheben der Späne bei

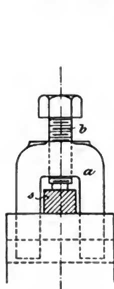


Fig. 216.

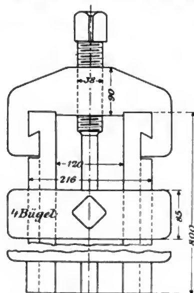


Fig. 217.

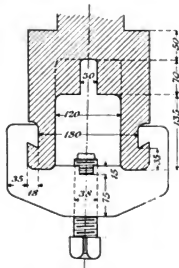


Fig. 218.

möglichst geringer Reibung am Rücken der Schneide ein passender Ansatzwinkel nötig. Bei Hobelmaschinen u. dgl. ist dieser zu erreichen durch geeigneten Anschliff und dauernd zu erhalten, wenn man bei jedem Nachschleifen die ursprünglichen Winkel beibehält. Nicht so ist es bei Drehbänken und Ausbohrmaschinen. Wenn z. B. ein Stichel s (Fig. 219) im neuen Zustande bei A angreift und der Rücken der Schneide in zutreffender Weise von der zu A gehörenden Tangente t abweicht, so ist das nicht mehr der Fall, wenn der Stichel so weit abgeschliffen ist, daß seine Schneide bei A_1 angreift, also die zugehörige Tangente der Schnittrichtung die Lage von t_1 angenommen hat. Nun ist die Höhenlage der Rast R unter der Werkstückmitte M nicht bei

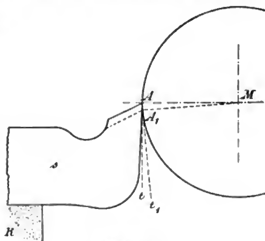


Fig. 219.

allen vorhandenen Drehbänken, für welche dieselben Stichel zur Verwendung kommen, gleich. Man müßte also, um durch Schleifen der Stichelschneide den geeigneten Ansatzwinkel zu erreichen, jeden einzelnen Stichel für die besondere Drehbank zurichten. Das würde zu vielen Weiterungen führen. Man zieht daher vor, den Ansatzwinkel durch Verstellen des Stichels in seiner Höhe oder Ändern seiner Richtung zu gewinnen.

Es ist hier einzuschalten, daß manche die Schneide höher legen als die Mitte des Werkstückes, und zwar um $^1/_{20}$ bis $^1/_{10}$ des Werkstückdurchmessers. Das bedeutet nichts anderes als ein Verkleinern des Ansatzwinkels um 6 bis 3°, d. h. es wird der Anschliff des Stichelrückens für einen größeren Ansatzwinkel eingerichtet als man gebrauchen kann und dieser Fehler durch Höherlegen der Schneide wieder gut gemacht.

Die höhere Lage der Schneide läßt sich durch Einlagen zwischen Stichel und Rast erreichen; Flacheisen verschiedener Dicke werden hierfür

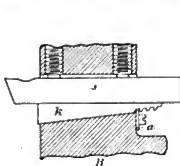


Fig. 220.

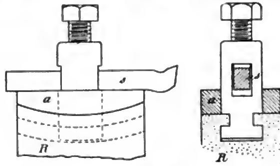


Fig. 221.

bereit gehalten. Diese fallen gelegentlich herab, geraten in Verlust oder verbrauchen wenigstens eine gewisse Zeit für ihr Aufsuchen. Besser sind die unterzulegenden Ringe *b* (Fig. 201), weil sie in ihrer Lage festgehalten werden. Man hat Einrichtungen vorgeschlagen, mittels welcher die wagrechte Stützfläche durch eine Schraube,[1]) durch einen Keil[2]) oder sonstige Mittel gehoben oder gesenkt werden kann. Fig. 220 stellt die Stützung durch einen Keil *k* dar, welcher auf einer entsprechend schrägen Fläche der Rast *R* ruht und durch ein Plättchen *a*, das in Zahnlücken des Keils greift, in seiner Lage festgehalten wird.

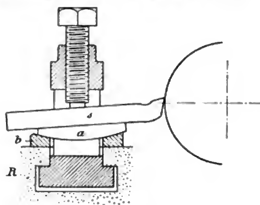


Fig. 222.

Der Vorschlag, durch Richtungsänderung in senkrechter Ebene den zutreffenden Ansatzwinkel zu gewinnen, ist alt;[3]) Fig. 221 stellt die betr. Einrichtung in Ansicht und Schnitt dar. Der Stichel *s* steckt in gewöhnlicher Weise in einem Stichelhaus; dieses ist unten mit zwei Einkerbungen versehen, in welche bogenförmige Leisten der Rast *R* greifen. Eine unten bogenförmig gestaltete Platte *a* liegt zwischen Stichel und Rast. Man kann demnach, solange die Druckschraube des Stichelhauses nicht angezogen ist, letzteres, nebst Platte *a* und Stichel längs des Bogens verschieben. Verwandt hiermit ist die durch Fig. 222 im Schnitt dargestellte Einrichtung. Das Stichelhaus greift unten in eine ⊥förmige Aufspannut der Rast *R* und ist — mit dem Stichel — um seine

[1]) Neashem, Dingl. polyt. Journ. 1878, Bd. 227, S. 428, mit Abb.
[2]) American Mach. 5. Sept. 1895, mit Abb.
[3]) The practical mech. Journ. 1854/55, S. 195, mit Schaubild.

senkrechte Achse drehbar. Auf der Rast liegt ein hohl ausgedrehter Ring *b*, und ein unten bogenförmiges Unterlegstück befindet sich zwischen diesem Ring *b* und dem Stichel *s*. Diese sonst gute Einrichtung leidet an dem Übelstande, daß die Spitze der Druckschraube in schiefer Richtung auf den Stichel drückt.

Es gibt auch Einrichtungen, mittels welcher die Rastfläche gehoben, bzw. gesenkt werden kann. Ferner findet man feste geneigte Rastflächen im Gebrauch, auf welchen die Stichel so verschoben werden, daß ihre Schneiden in die richtige Höhe kommen.

2. Besondere Bedingungen für Hobelmaschinenstichel.

Die Stichel der Hobel-, Stoß- u. dgl. Maschinen haben den gegensätzlichen Weg, auf welchem sie arbeiten, nach vollzogenem Schnitt rückwärts zu durchschreiten. Sie würden, wenn solches ohne Änderung ihrer Lage stattfände, erhebliche Reibung an ihrer Rückenfläche erleiden (vgl. S. 34).

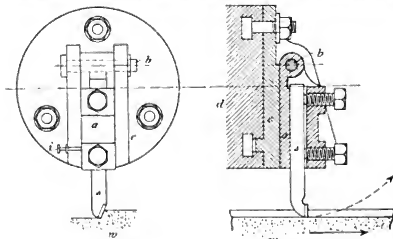


Fig. 223. Fig. 224.

Man richtet deshalb die Einspannvorrichtung so ein, daß dem Stichel während des Leergangs gestattet wird, gegenüber der Schnittfläche ein wenig auszuweichen, oder macht dieses Ausweichen zwangsläufig. Fig. 223 und 224 stellen eine solche Einrichtung in einem Schnitt und einer Vorderansicht dar. Der Stichel *s* ist durch zwei Schrauben in *a* befestigt; das Stichelhaus *a* liegt zwischen zwei Wänden der Platte *c* und wird durch einen Bolzen *b* so festgehalten, daß es in bezug auf Fig. 224 weder nach oben oder nach links auszuweichen vermag. Bewegt sich aber das Werkstück *w* gegensätzlich zu *s* nach rechts, so kann die zwischen *w* und *s* auftretende Reibung das Stichelhaus um *b* drehen, so daß die Schneide des Stichels leicht auf der Schnittfläche gleitet. Ist der Rücklauf vollendet, so fällt das Stichelhaus in die gezeichnete Lage zurück, und zwar entweder nur durch sein eigenes Gewicht, oder unter Beihilfe einer Feder. Diese kann z. B. an einen Stift *i* (Fig. 223) greifen, welcher seitlich aus dem Stichelhaus *a* hervorragt. Wenn man nur die Fig. 224 betrachtet, so kann man annehmen, daß die vorliegende Aufgabe hierdurch gut gelöst sei. Allein, der Stichel schneidet nicht allein mit seinem äußersten Ende, sondern meistens mehr an der Seite, wie Fig. 223 darstellt, und je mehr diese seitlich liegende Hauptschneide sich der rechtwinkligen Lage zum Bolzen *b*

nähert, um so geringer fällt das Ausweichen gegenüber der von der Hauptschneide erzeugten Schnittfläche aus. Würde die Hauptschneide genau winkelrecht zum Bolzen *b* liegen, so würde sie auf vorliegendem Wege überhaupt nicht zum Ausweichen kommen können. Es muß daher die in bezug auf Fig. 223 seitlich liegende Schneide schräg gegen die Achse des

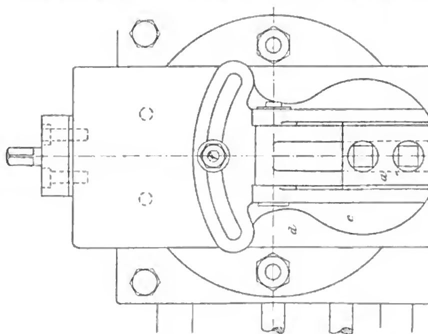


Fig. 226.

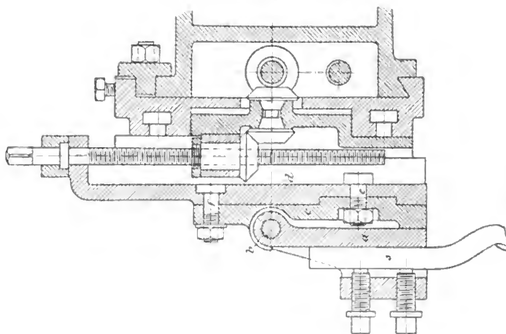


Fig. 225.

Bolzens *b* liegen. Das ist ohne weiteres nicht zu erreichen, wenn man eine in bezug auf Fig. 223 an dem Werkstück *w* senkrechte Ebene erzeugen will, vielmehr hierfür eine schräge Lage des Bolzens *b* nötig. Zu diesem Zweck wird die Platte *c* an dem betreffenden Maschinenteil so angebracht, daß *c* gegen *d* gedreht werden kann. Es ist z. B. in *d* eine

kreisförmige Aufspannut angebracht, in welche einerseits eine an *c* ausgebildete Leiste, anderseits die Köpfe der Befestigungsschrauben greifen. In etwas anderer Ausführung zeigen die Fig. 225 bis 228 die im Wesen gleiche Einrichtung, *s*, *a*, *b* und *c* bezeichnen das gleiche wie vorhin. Es greift *c* aber mit einem kurzen, dicken Zapfen in eine kreisförmige Vertiefung des Schlittens *d* und wird an diesem festgehalten durch die Mittelschraube *e* und eine Schraube *f*, welche in einem bogenförmigen Schlitz von *c* (Fig. 226) steckt. Fig. 228 läßt noch erkennen, daß *a* unten keilförmig ist, um durch den Widerstand, welchen der arbeitende Stichel erfährt, fest zwischen die Flächen von *c* gedrückt zu werden. Fig. 229 stellt die Anordnung für die Nachgiebigkeit eines Stoßmaschinenstichels in einem Schnitt und einer Vorderansicht dar.[1]) Das Stichelhaus *b* ist in seinem hinteren Teil — in bezug auf die Schnittfigur rechts — rechteckig im Querschnitt und steckt in einem rechteckigen Loch des Teiles *c*. Ein Bolzen

Fig. 227.

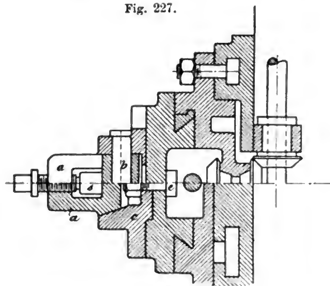


Fig. 228.

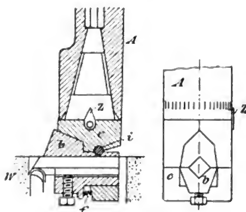


Fig. 229.

i verhindert *b* aus *c* herauszufallen, gestattet aber dem Stichel eine kleine Schwingung um *i*. Eine Feder *f* drückt das Stichelhaus in seine Arbeitslage, in welcher es durch seinen doppelt abgedachten Rücken gegen seitliche Verschiebungen gesichert wird. Beim Rückgange des Stichels gibt die Feder *f* nach. *c* steckt mit seinem kegelförmigen Zapfen im Schlitten *A* und wird durch eine an ihm ausgebildete, durch die ganze Länge des Schlittens *A* gehende Stange mit diesem fest verbunden. Nach Lösen der an der Stange sitzenden Mutter kann man *c* drehen, und ein Zeiger *z* läßt den Grad der Drehung erkennen.

Das zwangsläufige Zurückziehen der Schneide vom Werkstück findet namentlich dann Anwendung, wenn wegen der Lage der Schnittflächen das selbsttätige Verdrängen des Schneidenrückens durch die vorher gebildete Schnittfläche in genügendem Grade nicht zu erwarten ist. Es ist der Stichel nach vollendetem Schnitt vom Werkstück zurückzuziehen, in dieser Lage während des Rücklaufs festzuhalten und vor Beginn eines neuen

[1]) Baville, Dingl. polyt. Journ. 1879, Bd. 231, S. 14, mit Abb.

Schnittes wieder vorzuschieben. Die vorliegende Tätigkeit fällt also zeitlich mit den Schaltbewegungen zusammen, weshalb sie vielfach von diesen abgeleitet wird. Nicht selten aber wird das Zurückziehen und Vorschieben durch die Hinundherbewegung des Arbeitsschlittens unmittelbar bewirkt. Die Fig. 230 und 231 zeigen eine dahin gehörende Ausführungsform für eine Maschine zum Riffeln der Schrotwalzen. Der Stichel *s* ist im Stichelhaus *a* mittels zweier Druckschrauben befestigt; das Stichelhaus kann um den Bolzen *b* in dem kleinen Winkel ψ (Fig. 231) schwingen, welcher zum Abheben der Stichelschneide vom Werkstück genügt. Während der Stichel arbeitet, legt sich eine Schulter des Stichelhauses *a* gegen eine senkrechte Fläche des Schlittens *c* (vgl. Fig. 231) und findet dort sichere Stütze. Unterhalb des Stichelhauses liegt ein mit dem Bolzen *d* sich drehender Hebel *e*, an dem ein Zapfen *i* sitzt, der in eine Nut des Stichelhauses greift. Ist nun der Schnitt vollendet, so stößt ein Flügel des Hebels *e* gegen einen Finger *f*, dreht dadurch den Hebel und veranlaßt den Zapfen *i*, das Stichelhaus um den Winkel ψ zu drehen. *i* hält *a* in dieser Lage so lange fest, bis nahe dem Ende des Rücklaufs ein zweiter Finger gegen den zweiten Flügel des Hebels *e* drückt, und diesen in die gezeichnete Lage zurückdreht.

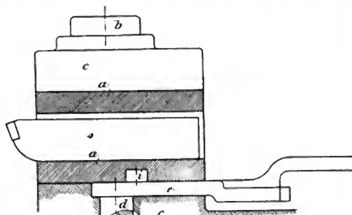


Fig. 230.

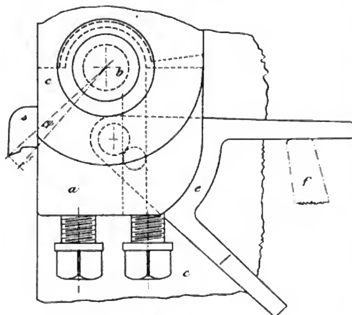


Fig. 231.

Bei dem Schneiden der Schraubengewinde wird häufig der Stichel geradlinig zurückgezogen. (S. unter Drehbank.)

Wenn Unterschneidungen zu hobeln sind — wie bei den geraden Führungen dreieckigen Querschnitts —, so muß der Stichel sehr weit abgezogen werden, damit der Rückweg ohne Berührung von Stichel und Werkstück durchlaufen werden kann. Hierzu dient die Hand des Arbeiters, oder auch eine geeignete selbsttätige Vorrichtung.

3. Die Befestigung der Lochbohrer und Fräser

an den zugehörigen Spindeln soll nicht allein genügend widerstandsfähig sein, sondern auch ohne weiteres die genau gleichachsige Lage von Werkzeug und Spindel bieten und rasch zu lösen sein. Früher machte man den Zapfen der Bohrer pyramidenförmig, versah die Spindel mit einem entsprechend gestalteten Loch und schob ersteren mit einiger Kraft in letzteres. Wegen der Schwierigkeiten, welche sich der genauen Herstellung derartiger Zapfen bzw. Löcher entgegenstellen, ist diese Befestigungsweise aufgegeben; man findet sie nur noch bei älteren Bohrmaschinen. Ein kegelförmiger Zapfen, wie auch ein kegelförmiges Loch sind leichter genau, insbesondere auch gleichachsig mit dem Bohrer und der Spindel zu erzeugen; sie verlangen jedoch ein besonderes Mittel, welches den Bohrer zwingt, sich mit der Spindel zu drehen. Man bohrt deshalb quer durch den Kopf *k* (Fig. 232) ein Keilloch *i* und versieht das spitze Ende des Bohrerzapfens mit einer Zunge, welche zwischen die Seitenwände des Loches greift. Damit der Bohrer nicht zufällig aus der Spindel fallen kann, muß die Verjüngung des Bohrerzapfens gering sein; es ist allgemein gebräuchlich, diese Verjüngung gleich $^1/_{20}$ der Länge zu wählen. Das Loch *i* vermittelt auch die Lösung des Bohrers, indem man einen geeigneten Keil in *i* schiebt. Da in eine Bohrmaschinenspindel sehr verschieden dicke Bohrer gesteckt werden sollen, die kleinen der letzteren aber nicht so dicke Zapfen haben können wie die größten, so benutzt man Einsatzstücke *e* (Fig. 233), welche außen dem größten für die betr. Bohrmaschine bestimmten Bohrerzapfen gleichen und mit einer zur Aufnahme kleinerer Bohrer geeigneten Bohrung versehen sind; das Einsatzstück ist ebenso mit einem Keilloch i_1 versehen, wie der Bohrspindelkopf *k* das Keilloch *i* enthält.

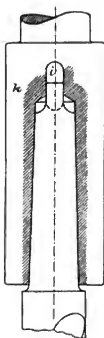


Fig. 232.

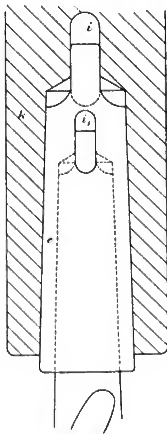


Fig. 233.

Die Stufen der Abmessungen der Bohrerzapfen, welche von der Morse Comp. angewendet werden und sehr verbreitet sind, findet man in unten genannten Quellen[1]) zusammengestellt.

Zuweilen wird eine stärkere Verjüngung des Bohrerzapfens als $^1/_{20}$ der

[1]) Z. 1898, S. 536, mit Abb. Z. f. W. 5. Febr. 1904.

Länge vorgezogen. Dann ist es nötig, das Herausfallen des Bohrers aus der Spindel durch besondere Mittel zu verhüten. Hierfür werden wohl von der Seite wirkende Druckschrauben verwendet, die — bei fahrlässiger Behandlung — den Bohrer aus der Spindelachse verdrängen können. Diese Gefahr vermeidet die Ausführungsform, welche Fig. 234 im Schnitt darstellt.[1]) Die

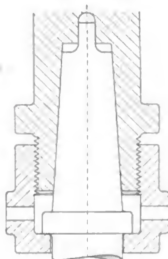


Fig. 234.

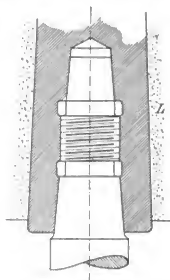


Fig. 235.

Verjüngung des Zapfens beträgt 1 mm auf 8 mm Zapfenlänge. Am Bohrer befindet sich ein Bund, gegen den sich eine Kappe legt, deren Muttergewinde zu dem am äußeren Ende der Spindel angebrachten Bolzengewinde paßt. Diese Verbindungsweise ist so sicher, daß sie auch für Fräser verwendet werden kann.

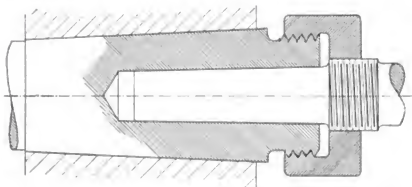


Fig. 236.

Man gibt dem zum Befestigen bestimmten Ende des Bohrers auch in seiner ganzen Länge gleichen Querschnitt und bewirkt die Befestigung durch selbstausrichtende Futter (s. w. u.), die hiernach nicht selten **Bohrfutter** genannt werden.

Fräser erfahren auch winkelrecht zu ihrer Achse bedeutende Drücke; man muß sie daher in der Spindel sicherer befestigen, als für Loch-

[1]) American Machinist, 7. April 1892, mit Abb.

bohrer genügt, und es ist erwünscht, daß sie möglichst wenig über das nächste Lager hervorragen. Das bietet die Befestigungsweise, welche Fig. 235 zeigt. Der Zapfen des Fräsers legt sich nur mit seinem dicksten und dünnsten kegelförmigen Teil so an die Wände des Spindelloches, daß die gegensätzliche Lage gleichachsig wird; er wird durch ein Schraubengewinde eingepreßt, welches sich zwischen den beiden Auflagerflächen befindet. Das Lager *L* befindet sich hart am Ende der Spindel. Das Anziehen und demnächst das Lösen dieser Verbindung wird dadurch erschwert, daß die kegelförmigen Flächen unter großem Druck auch kreisend aneinander gleiten müssen. In dieser Beziehung erscheint die Befestigungsweise, welche Fig. 236 zeigt, zweckmäßiger.[1]) Es ist auf den Fräser ein feineres, auf den Kopf der Spindel ein gröberes Gewinde geschnitten, die Muttergewinde befinden sich in einer Kappe. Durch Umdrehen der Kappe wird der Zapfen des Fräsers in die Bohrung der Spindel gedrückt, und zwar in einem Grade, welcher dem Unterschied der beiden Gewindeganghöhen entspricht; durch entgegengesetztes Drehen der Kappe zieht man den Zapfen aus der Spindel. Hier ist störend, daß die Kappe zwischen dem Ende der Spindel und dem Fräser Platz haben muß. Die Leipziger Werkzeugmaschinenfabrik, vorm. v. Pittler, versieht[2]) den Zapfen des Fräsers mit Muttergewinde und läßt in dieses das Bolzengewinde einer Stange greifen, welche in der hohlen Fräserwelle liegt; der Kopf dieser Stange legt sich beim Anziehen der Schraube gegen das Schwanzende der Spindel. J. E. Reinecker[3]) versieht die der vorigen sonst ähnlich verwendete Stange *b* (Fig. 237) da, wo sie in den Fräserzapfen *f* greift, mit feineren und nahe ihrem Kopf *c* mit gröberem Gewinde, und läßt letzteres in ein Muttergewinde greifen, welches sich am Schwanzende der Spindel *A* befindet. Bei *a* ist die Spindel *A* mit Gewinde versehen, welches zur Aufnahme eines Fräskopfes benutzt werden kann.

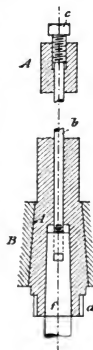


Fig. 237.

Die Reibung des kegelförmigen Zapfens in der Bohrung der Spindel versagt bei schweren Schnitten zuweilen. Man findet deshalb zur Sicherung gegen das Gleiten oft einen durch Spindel und Fräserzapfen gesteckten Splint angewendet. Droop & Rein[4]) haben eine hübsche Anordnung geschaffen, nach welcher der Splint bequem eingeschoben und ausgezogen werden kann und auch zum Eindrücken des Zapfens in die Spindel dient. J. E. Reinecker[5]) steckt den Zapfen des Fräsers *f* in vorhin angegebener Weise in die Spindel, und schaltet einen Ring *m* (Fig. 238), der mit hervorstehenden Klauen versehen ist, so zwischen

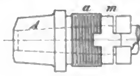


Fig. 238.

[1]) Muir, D.R.P. No. 53508; Z. 1890, S. 1277, mit Abb.
[2]) Z. 1897, S. 998, mit Abb.
[3]) Z. 1897, S. 829, mit Abb.
[4]) D.R.P. No. 134641. Z. f. W., Nov. 1902, S. 74.
[5]) D.R.P. No. 125026.

das Spindelende *a* und einen Bund von *f*, oder den auf *f* steckenden Fräser daß die Klauen in Schlitze der genannten Teile greifen, und *m* als Mitnehmer wirkt.

4. Bohr- und Fräsköpfe.

Den hier dargestellten Befestigungsweisen der Werkzeuge mögen noch einige angefügt werden, welche die Einzelstichel mit den Bohrköpfen der Ausbohrmaschinen bzw. der Fräsköpfe verbinden.

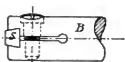


Fig. 239.

Fig. 239 stellt einen Halter für Ausbohrstühle dar.[1]) Die Bohrstange *B* ist gespalten und an dem gespaltenen Ende mit Einkerbungen versehen, in welche der im Querschnitt trapezförmige, an beiden Enden zugeschliffene Stichel *S* genau paßt. Eine Druckschraube vermag den Spalt so weit zu verengen, wie zum Festklemmen des Stichels erforderlich ist Darf man annehmen, daß die Federung in beiden durch den Spalt gebildeten Hälften der Bohrstange unter sich gleich ist, so kommt die Längsachse des Stichels in die Mitte der Stange zu liegen; es ist die richtige Lage des

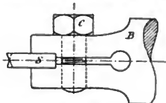


Fig. 240.

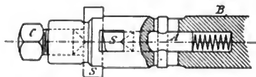


Fig. 241.

Stichels also durch Verschieben desselben in seiner Längsachse zu gewinnen. Fig. 240 weicht von dem vorigen nur dadurch ab, daß die Schnabelteile der Bohrstange an ihrer Wurzel biegsamer gemacht sind. Fig. 241 stellt eine Bohrstange *B* dar, welche zwei je an beiden Enden zugeschliffene Stichel *S* enthält. Die dargestellte Einrichtung bezweckt rasches Gewinnen der rechten Lage der Stichel.[2]) Zu diesem Zweck ist in der Mitte jedes Stichels eine Körnervertiefung angebracht, in welche einerseits die Spitze des Bolzens *A*, anderseits die Spitze der Schraube *C* greift. Außerdem greift der eine Stichel ein wenig in den andern. Behufs bequemen Einbringens ist der Bolzen *A* in *B* verschiebbar, wird durch eine Feder stets in der Richtung nach links — in bezug auf die Figur — gedrückt und kann mit Hilfe eines nach außen ragenden Querstifts nach rechts verschoben werden. Man verschiebt *A* nach rechts und steckt dann die beiden Stichel so ein, daß die beiden Spitzen in die Körnervertiefungen greifen; der federnde Bolzen *A* hält sie vorläufig in der gegebenen Lage fest, und durch Anziehen der Druckschraube *C* wird die endgültige Befestigung vollzogen.

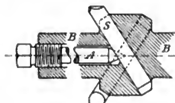


Fig. 242.

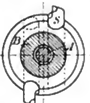


Fig. 243.

[1]) American Machinist, 1890, No. 50, mit Abb.
[2]) American Machinist, 4. Juni 1894, mit Abb.

Den Sticheln der Fig. 239 bis 241 fehlt die Nachstellbarkeit. Fig. 242 und 243 zeigen ein Befestigungsverfahren, welches gestattet, die Stichel *S* in ihrer Längenrichtung zu verschieben und um ihre Längsachse zu drehen. Zu letzterem Zweck sind die Stichel aus Rundstahl gemacht. Sie stecken in Löchern einer entsprechenden Verdickung der Bohrstange *B* und werden dort durch die sich zwischen die Stichel *S* drängende Spitze einer Stange *A* festgehalten. *A* ist zu diesem Zwecke links mit dem Bolzengewinde versehen, das in ein Muttergewinde der Bohrstange *B* greift.

Zur Befestigung der Stichel an den verschiebbaren Bohrköpfen der sog. selbsttätigen Bohrstangen kann man z. B. die Verfahren verwenden, welche Fig. 202 bis 209 (Seite 102 und 103) versinnlichen. Die Einstellung der Stichel muß alsdann durch Verschieben unmittelbar mittels der Hand stattfinden, bzw. durch An- oder Unterlegen von Keil- oder Blechstücken. Handlicher ist das Verfahren, welches Fig. 244 im Schnitt, Fig. 245 in einer Ansicht darstellt, Stichel *S* liegt in einem Stahlkörper *a*, welcher in einem den ringförmigen Bohrkopf *A* quer durchsetzenden Loch steckt und in diesem verschoben werden kann. *a* ist links mit halbem Muttergewinde versehen, in welches das Gewinde des Bolzens *b* greift, so daß durch Umdrehen dieses Bolzens der Körper *a* und damit der Stichel *S* weiter herausgeschoben werden kann. Nachdem die richtige Lage gewonnen ist, befestigt man das Ganze durch Anziehen der Druckschraube *c*.

Fig. 244.

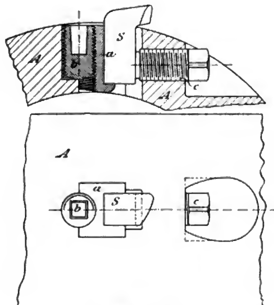


Fig. 245.

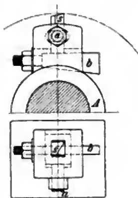


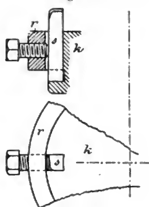
Fig. 246.

Diese Anordnung ist für sehr dicke Bohrspindeln geeignet. Beträgt die Bohrweite ein Mehrfaches der Bohrspindeldicke, so ist der durch Fig. 246 in zwei Ansichten dargestellte Bohrkopf zweckmäßiger. Der Kopf *A* ist mit einem oder mehreren Ansätzen zur Aufnahme von Sticheln *S* versehen. Schrauben *a* halten nach Art der Fig. 203 den Stichel im Loch von *A* fest und Keile *b* dienen zum Verschieben des Stichels in der Halbmesserrichtung, und nehmen den in dieser Richtung auftretenden Druck auf.

Die Befestigung der Messer an den Körpern mancher Fräser ist mit den in Rede stehenden Stichelbefestigungen verwandt,[1]) wie die beiden

[1]) Vgl. Dingl. polyt. Journ. 1895, Bd. 296, S. 207, mit Abb.

Fig. 247.



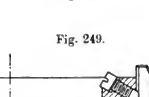
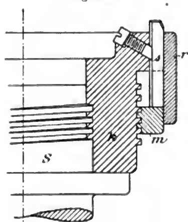


Fig. 248.

Fig. 249.



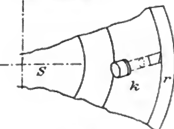


Fig. 250.

Fig. 251.

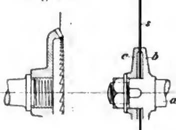




Fig. 252.

folgenden Beispiele ergeben. Fig. 247 ist der Schnitt, Fig 248 die Endansicht eines Teiles eines solchen Fräskopfes. Der Körper *k* des letzteren enthält Längsschlitze zur Aufnahme der Messer *s*; ein schmiedeeiserner Reifen *r*, in welchem die Muttergewinde der Befestigungsschrauben sich befinden, ist durch Aufziehen im warmen Zustande auf *k* befestigt. Es legen sich die hinteren Enden der Messer *s* gegen einen genau gedrehten Bund des Körpers *k*, so daß die Schneiden der Messer gleichmäßig hervorragen, wenn sie genau gleichmäßig angeschliffen sind. Der durch Fig. 249 und 250 dargestellte Fräskopf[1]) ermöglicht, von vornherein die Messer länger zu machen und sie nach Bedarf aus dem Körper *k* hervorragen zu lassen. Es bezeichnet *S* die Fräserspindel, *r* den warm aufgezogenen Reifen und *m* eine Mutter, gegen deren flache Seite die Messer *s* sich stützen. Bemerkenswert ist, daß die Druckschrauben nicht unmittelbar auf die Messer wirken, sondern unter Vermittelung eingelegter Klötzchen. Man legt die Messer *s* auch schräg gegen die Achse des Fräskopfes.

Die Fräsköpfe werden regelmäßig am Kopf ihrer Spindel befestigt, wie z. B. Fig. 249 angibt; ebenso die größeren Stirnfräser (nach Fig. 251). Sind andere Fräser mit dem in die Spindel zu steckenden Zapfen nicht aus einem Stück gefertigt, so werden sie auf den am Zapfen sitzenden Dorn gesteckt. Eine an diesem festsitzende feste Leiste wirkt als Mitnehmer. Das Kreissägenblatt *s* (Fig. 252) paßt mit seiner Bohrung genau auf den vorstehenden Zapfen der Welle *a*, lehnt sich gegen die an *a* feste Scheibe *b* und wird unter Vermittelung der Scheibe *c* durch eine Mutter angepreßt. Das Drehen des Kreissägenblattes vermittelt die Reibung der Ränder von *b* und *c* an *s*.

Schleifscheiben werden ähnlich befestigt (vgl. Fig. 31 Seite 30) und Schleifringe in gußeisernen Scheiben gekittet (vgl. Fig. 32 Seite 30) oder mit ihnen verschraubt, um auf der zugehörigen Spindel befestigt zu werden.

---

[1]) American Machinist, 11. Jan. 1894, mit Abb.

B. Verbindung der Werkstücke mit den Maschinen. Einspannen und Aufspannen.[1])

1. Allgemeines.

Das Befestigen der Werkstücke an der Maschine findet statt, um jene zu den ebenfalls mit der Maschine verbundenen Werkzeugen in bestimmte gegensätzliche Lagen zu bringen, bzw. in bestimmten Bahnen gegensätzlich zu bewegen. Man bearbeitet die Werkstücke im befestigten Zustande. Hat sonach das Ein- und Aufspannen eine (elastische) Umgestaltung der Werkstücke zur Folge gehabt, so wird die Gestalt, welche man ihnen im aufgespannten Zustande gegeben hat, mit dem Lösen der Befestigungsmittel geändert, d. h. der Zweck der Bearbeitung mehr oder weniger vereitelt. Es ist daher in erster Linie mit aller Sorgfalt darauf zu sehen, daß beim Befestigen der Werkstücke an der Maschine ein Verspannen vermieden wird. Schon durch das eigene Gewicht der Werkstücke können diese nennenswerte Verbiegungen erfahren, so daß gewissermaßen ein Verspannen derselben durch ungeschickte Lage entstehen kenn. Es sei in dieser Beziehung z. B. an große, verhältnismäßig dünnwandige Gebläsezylinder erinnert, welche liegend eine andere Gestalt haben, als wenn sie aufgerichtet sind. Man bohrt oft, um die Durchbiegungen möglichst unschädlich zu machen, den liegend zu benutzenden Zylinder, während er liegt, und zwar an denjenigen Stellen unterstützt ist, welche ihn bei seiner Benutzung tragen; dagegen bohrt man die Stiefel stehender Maschinen in aufrechter Lage.

In zahlreicheren Fällen sind diejenigen Drücke, welche die Werkzeuge ausüben, für die Erhaltung der freien Gestalt der Werkstücke gefährlich. Es ist daher nötig, die Stützung und Befestigung der Werkstücke so durchzuführen, daß letztere den Werkzeugen nicht nennenswert auszuweichen vermögen. Oft können diese Drücke nicht in gerader Linie aufgenommen werden, sondern sind unter Benutzung des Biegungswiderstandes der Werkstücke auf die Befestigungs- und Stützstellen zu übertragen. Da nun jede Inanspruchnahme auf Biegung ein gewisses Nachgeben herbeiführt, so sind nach Umständen besondere, dieses Nachgeben auf ein zulässiges Maß beschränkende Stützungen vorzusehen.

Behufs Befestigens der Werkstücke wird — wie bei dem Verbinden der Werkzeuge mit den Maschinen — in großem Umfange von der Reibung Gebrauch gemacht. Der Druck, welcher solche Reibung verursacht, ist naturgemäß viel größer als der Druck des Werkzeuges, dem durch die Reibung entgegengetreten werden soll, so daß durch derartiges Aufspannen die Gefahr des Verspannens nur noch vergrößert wird.

Man sucht das Ein- oder Aufspannen, wie auch das Losnehmen der Werkstücke möglichst rasch auszuführen. Der betreffende Zeitaufwand ist namentlich dann von Bedeutung, wenn die eigentliche Bearbeitung nur wenig Zeit in Anspruch nimmt. Alsdann werden die Aufspannvorrichtungen oft besonders in Rücksicht auf rasches Befestigen und Lösen der Werkstücke ausgebildet.

---

[1]) Zusammenstellung aller bekannten Vorrichtungen zum Einspannen der durch Abdrehen zu bearbeitenden Gegenstände, von Karl Karmarsch, in den Jahrbüchern des Wiener polyt. Instituts, 1823, Bd. 4, S. 241, S. 284; 1824, Bd. 5, S. 40; 1826, Bd. 8, S. 237; 1827, Bd. 10, S. 93.

Das Verbinden der Werkstücke mit der Maschine erfolgt entweder unter Vermittelung eines **Aufspanntisches** oder einer **Aufspannplatte**, die bei kreisrunder Gestalt und an einer drehbaren Spindel befestigt, den Namen **Planscheibe** führt und weiter in **Futter** und **Dorne** übergeht, oder mittels **Spitzen** und **Mitnehmer**, denen sich **Brillen** anreihen, oder endlich durch schraubenstockartige Vorrichtungen.

2. Befestigen der Werkstücke auf ebener Platte.

Selbstverständliche Voraussetzung für den Erfolg dieses Aufspannens ist genügende Starrheit der Platten; meistens verlangt man auch ziemliche Genauigkeit der Aufspannfläche.

Am schonendsten für die Werkstücke ist deren Befestigung mittels **Kittens**. Auf die ebene Platte oder **Kittscheibe** läßt sich mit Hilfe geeigneter Kitte, mittels Wachs, Lack, aber auch mittels leicht schmelzbarer Legierungen (also durch Löten) der Gegenstand so befestigen, daß das Befestigungsmittel keinerlei Drücke auf ihn ausübt. In gleichem Sinne werden Werkstücke auf ebenen Platten durch Hinter- und Umgießen von Gips oder Zement, oder durch Eindrücken in Gips- oder Zementbrei befestigt. Es ist jedoch dieses Befestigen recht zeitraubend, namentlich wenn man auf das Erhärten des Bindemittels warten muß, und verursacht auch das Losnehmen ziemlich großen Zeitaufwand, so daß diese Aufspannverfahren zu den Ausnahmen gehören.

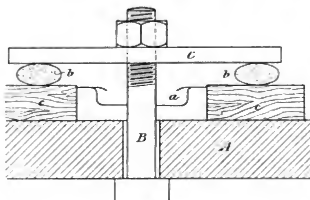


Fig. 253.

In der Regel bevorzugt man das Befestigen durch Schrauben.

Behufs Anbringens der Schrauben wird die Aufspannplatte mit Löchern oder mit sog. Aufspannuten versehen. In Fig. 253 bezeichnet A die Aufspannplatte, B eine Schraube, welche durch ein Loch der Platte A gesteckt ist und zum Anziehen des (Auf-)Spanneisens C dient. Ein Rädchen, dessen Nabe a im Hintergrunde der Abbildung zu sehen ist, wird mit seinen Armen b durch das Spanneisen C kräftig gegen die Unterlegklötzchen c gedrückt, die gegen A gelegt sind.

Solche mit Schraubenlöchern versehene Aufspannplatten verwendet man meistens nur, wenn das Hindurchschieben der Schrauben bequem stattfinden kann, z. B. als sog. Planscheiben. Liegende Aufspannplatten werden fast immer mit Aufspannuten versehen. Fig. 254 stellt eine Aufspannut mit schwalbenschwanzförmigem Querschnitt dar. Unterstützungsklötzchen c sind zwischen die Platte A und das Werkstück b gelegt; das Spanneisen C greift mit seinem einen Ende auf eine zufällig vorspringende Leiste des Werkstücks b, mit dem anderen Ende auf ein Hilfsklötzchen. Um den Schraubenkopf in die Nut zu bringen, ist diese — wie die Grundrißfigur erkennen läßt — an einem oder beiden Enden erweitert, wenn sie nicht überhaupt frei endet. Es kommt aber auch vor, daß man den

Schraubenkopf schmal genug macht, um ihn von oben in den schwalbenschwanzförmigen Querschnitt einschieben zu können; er wird hier um 90° gedreht und emporgezogen, so daß er sich nunmehr nicht mehr zu drehen vermag.

Beim Anspannen der Schraube wirkt der Schraubenkopf als Keil, weshalb die Platte *A* sehr stark gemacht, unter Umständen mit Versteifungsrippen versehen werden muß, um sie gegenüber jener Keilwirkung vor Verbiegungen zu schützen.

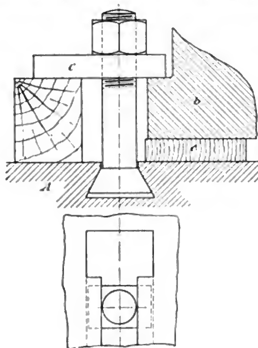


Fig. 254.

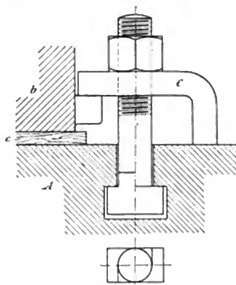


Fig. 255.

Die Aufspannut mit ⊥ förmigem Querschnitt (Fig. 255) ist im allgemeinen beliebter als die vorige. Man macht den Kopf der Schraube entweder schmal, so daß er von oben in die Nut eingesteckt werden kann, und bringt nahe dem Kopf Nasen an, die, indem sie sich gegen die Seitenflächen der Nut legen, beim Anziehen der Mutter eigenmächtiges Drehen der Schraube hindern, oder man verwendet den gewöhnlichen vierkantigen Schraubenkopf, in welchem Falle Erweiterungen der Nut, etwa nach dem Grundrißbild Fig. 256 nötig sind, um den Schraubenkopf in die Nut senken zu können. Die größeren Schraubenköpfe — sowohl die vierkantigen als auch die schwalbenschwanzförmigen — sind insofern den schmalen vorzuziehen, als sie der Nut breitere Auflageflächen darbieten, die sich entsprechend weniger abnutzen; sie leiden aber an dem Übelstande, daß man sie von der zu ihrer Einsenkung erforderlichen Nuterweiterung bis an den Ort, wo die Schraube gebraucht werden soll, schieben muß, was in vielen Fällen bedingt, die Schrauben vor dem Auflegen des Werkstücks an ihren Ort zu bringen.

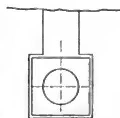


Fig. 256.

Bei Beschreibung der schwalbenschwanzförmigen Aufspannut wurde auf die Gefahr des Durchbiegens der Aufspannplatte hingewiesen. Eine solche Gefahr liegt nun — in geringerem Grade — auch vor sowohl bei der mit durchgehenden Löchern als auch bei der mit ⊥ förmigen Nuten versehenen Aufspannplatte.

Aus Fig. 253 erkennt man ohne weiteres, daß die Schraube *B* auf die Platte *A* biegend wirkt, und wenn man bei dem durch Fig. 255 dargestellten Aufspannbeispiel die Angriffsstellen des Spanneisens nur weiter auseinander gerückt sich denkt, so kommt man zu demselben Ergebnis. Es gilt daher als Regel, daß die Schrauben so nahe als möglich an die Stellen gerückt werden sollen, an welchen das Werkstück sich auf die Platte stützt, also hier bei *c*. Daraus folgt aber die Zweckmäßigkeit möglichst vieler Schraubenlöcher bzw. Aufspannuten, um dem Arbeiter die Befolgung dieser Regel trotz der Verschiedenartigkeit der Werkstücke zu ermöglichen.

Die Aufspannplatte dient meistens als Anhalt für die Gewinnung der richtigen Lage des Werkstücks; sie soll dann möglichst genau eben sein. Da diese Ebene in bezug auf ihre Lage zur Maschine benutzt werden soll, so wird sie oft von der betreffenden Maschine selbst erzeugt, z. B. bei Plandrehbänken und Tischhobelmaschinen. Sie wird durch Abnutzen ungenau, muß daher nach einiger Zeit durch Abdrehen oder Abhobeln wieder berichtigt werden. Daher gibt man der n e u e n Aufspannplatte eine größere Dicke, als an sich nötig wäre, und ordnet die Aufspannuten so an, daß wiederholtes Nacharbeiten der Platte möglich wird.

In den Bildern der bisher gegebenen Beispiele sind die Stützen *c* des Werkstückes *b* als aus Holz bestehend angenommen. Viele Werkstätten bedienen sich solcher hölzerner Unterlagen, weil diese verhältnismäßig leicht für den Abstand zwischen Platte und Werkstück zugeschnitten werden können. Es ist nun Holz für den vorliegenden Zweck wegen seiner Weichheit wenig geeignet. Man vergegenwärtige sich den wahrscheinlichen Fall, daß bei der durch Fig. 253 dargestellten Befestigungsweise vier Arme *b* unterstützt und anderseits von Spanneisen getroffen werden. Ist eine so genaue Anpassung der Klötzchen *c* zu den Abständen zwischen den Armen *b* und der Platte *A* erreichbar, daß sich bei dem Anziehen der Schraubenmuttern die Klötzchen *c* in gleichem Grade zusammendrücken? Ist nicht das Gegenteil wahrscheinlicher, nämlich das Verspannen des Rädchens, so daß dieses, nach stattgehabten Bearbeiten und Lösen von der Planscheibe, von der beabsichtigten genauen Gestalt nennenswert abweicht? Dasselbe gilt von den übrigen Aufspannbeispielen, wenn mehr als drei Stützen und Spanneisen angewendet werden, und bei allen, wenn eine bestimmte Lage gegenüber der Aufspannfläche verlangt wird.

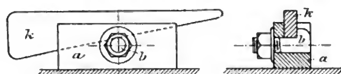


Fig. 257.

Statt der hölzernen Klötzchen solche aus Eisen anzuwenden, ist fast unmöglich wegen des Zeitaufwandes, der nötig sein würde, um den Klötzchen genau richtige Dicke zu geben. Man hat deshalb eiserne Keile an Stelle der hölzernen Klötzchen gesetzt, welche jedoch unsicher stützen, da sie das Werkstück meistens nur an der Kante berühren und sich infolge gelegentlicher Erschütterungen leicht lösen. Diese Übelstände vermeidet die Keilanordnung, welche Fig. 257 in einer Ansicht und einem Querschnitt darstellt. Der Keil *k* ruht auf dem Grunde des Schlitzes im Klotz *a*. Der Spitzenwinkel von *k* ist dem Neigungswinkel der Schlitzsohle gleich, so daß die obere Schmalseite von *k* mit der unteren Fläche von *a* gleichlaufend

ist. Eine Hakenschraube *b* dient zum Festhalten des Keiles, nachdem diesem die richtige Lage gegeben ist. Man hat diesen Unterlegkeil auch so eingerichtet, daß er mittels einer Schraube feiner einstellbar ist.[1]) Diese Keile sind sperrig; es haben deshalb für vorliegenden Zweck kleine Schraubböcke mehr Anklang gefunden. Fig. 258 zeigt einen solchen Schraubbock im Längenschnitt. In einem röhrenförmigen Körper *a* ist eine Schraube *b* senkrecht verschiebbar. Eine feste Leiste, welche in eine Längsnut der

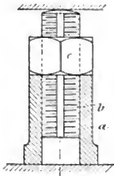


Fig. 258.

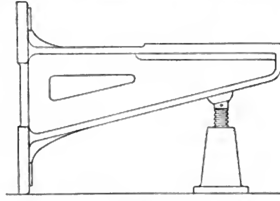


Fig. 259.

Schraube *b* greift, hindert diese, sich zu drehen, und die Mutter *c* dient zum Heben und Sinkenlassen der Schraube. Man kann auch das Muttergewinde in dem röhrenförmigen Körper anbringen und die Schraube drehen. Dann ist es zweckmäßig — so wie bei Schraubzwingen gebräuchlich — auf den kugelförmigen Kopf der Schraube ein Plättchen zu setzen, welches sich nicht mehr mit der Schraube zu drehen braucht, auch beweglich ge-

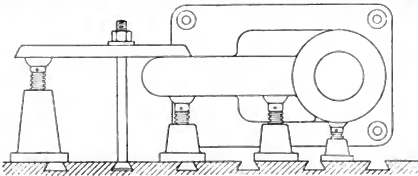


Fig. 260.

nug ist, um an leicht schräge Flächen des Werkstücks sich anzuschmiegen. Es ist nötig, eine Zahl solcher Böckchen, und zwar in verschiedener Größe, bereit zu halten, um den verschiedenen Abständen zwischen Werkstück und Aufspannplatte ohne Umstände sich anpassen zu können. In Fig. 259 und 260, welche einem Preisverzeichnis von G. F. Grotz entnommen sind, sieht man die beispielsweise Verwendung dieser Schraubböcke auch zur Unterstützung des freien Spanneisenendes verwendet.

Hat man häufig Gegenstände derselben Art und Größe aufzuspannen, so verwendet man nicht selten den Werkstücken angepaßte Beilagen statt

[1]) Revue générale des machines outils, Oct. 1889, S. 73, mit Abb.

der einzelnen Stützen. Fig. 261 ist eine solche zur Aufnahme von Röhren, deren Flanschen mittels Schwärmers abgedreht werden sollen, dienende Beilage. *a* bezeichnet eine Art Mulde mit Füßen; letztere sind an ihren unteren und Seitenflächen genau gehobelt und legen sich mit diesen gegen die Aufspannplatte *A* und gegen eine an dieser festen Leiste *b*, welche der Mulde und der in ihr liegenden Röhre ohne weiteres die genaue Richtung geben. In Fig. 262 bezeichnet *a* einen viereckigen Kasten, dessen Seitenwände so ausgeklinkt sind, daß die Flanschen von T-Stücken in ihnen ihre Stützung finden. Diese Beilage benutzt man beim Aufspannen von T- und auch Bogen-Stücken, wenn deren Flanschenflächen bearbeitet und

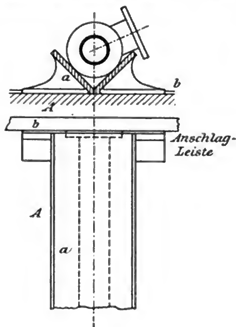


Fig. 261.

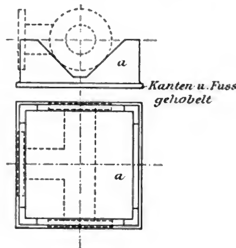
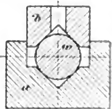


Fig. 262.

Flanschenlöcher gebohrt werden sollen. Eine am Fuß des Kastens ringsum laufende gehobelte Leiste wird mit einem ihrer Teile gegen eine an der Aufspannplatte feste Leiste gelegt, um sofort die geeignete Richtung zu erreichen. Das Befestigen findet durch ein aufgelegtes Spanneisen oder ähnliches statt.

Ähnliche Beilagen dienen für walzenförmige Gegenstände gleichzeitig zur Gewinnung der richtigen Lage des Bohrers, mittels dessen das Werkstück quer durchbohrt werden soll. In Fig. 263 bezeichnet *w* das Werkstück, welches in der keilförmigen Rinne der Beilage *a* ruht; eine zweite ebenfalls mit keilförmiger Rinne versehene Beilage *b* ist deckelartig aufgelegt. In *b* ist nun ein oder sind mehrere Löcher so gebohrt, daß ein in eins der Löcher gesteckter Bohrer genau auf die Mitte des Werkstücks trifft. Die Vorrichtung, welche Fig. 264 in senkrechtem Schnitt- und Grundriß darstellt, dient zum Einbohren des Schmierloches in die Büchse *w* eines Sellerschen Lagers. *w* wird auf den Bolzen *b* gesteckt, dann durch Emporheben des Stempels *c*, was mittels einer in der Schnittfigur angedeuteten Kurbel und des Handhebels *e* geschieht, dem Werkstück *w* die zutreffende Lage in seiner Längenrichtung gegeben und hierauf der Stempel *d* mit Handhebel *f* und verdeckt liegender Kurbel gegen eine der flachen


Fig. 263.

Seiten des Werkstücks gedrückt. Auf dem Tisch der Bohrmaschine sind Anschlagsleisten angebracht, gegen welche der Fuß dieser Einspannvorrichtung geschoben wird, um ohne weiteres die richtige Lage des Werkstücks unter dem Bohrer zu gewinnen.

Solche Beilagen kommen in sehr verschiedener Ausbildung vor, da letztere nicht allein von der Gestalt der Werkstücke und der beabsichtigten Bearbeitung, sondern auch von der Zahl der gleichartig zu bearbeitenden Werkstücke abhängig ist. Letztere bestimmt den Preis, den man für eine solche „Vorrichtung" anlegen darf.

Als Stütze für das Spanneisen dient in dem durch Fig. 260 dargestellten Beispiel ein kleiner Schraubbock, welcher gestattet, das Spanneisen genau gleichlaufend zur Aufspannplatte zu legen, so daß er das Werkstück nur winkelrecht gegen die Platte drückt. Nicht teurer, aber eben

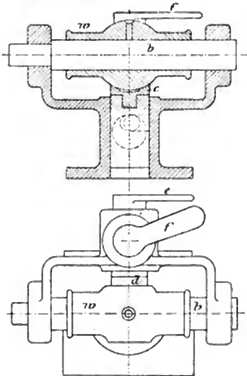


Fig. 264.

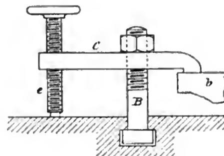


Fig. 265.

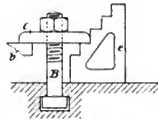


Fig. 266.

so gut, ist die in Fig. 265 abgebildete Stützung des Spanneisens *C* mittels einer Schraube *e*, die ihr Muttergewinde in dem Spanneisen findet. Meistens hält man so genaue Einstellung der Höhe des Spanneisens, wie die beiden zuletzt genannten Verfahren sie bieten, nicht für erforderlich, vielmehr eine Abstufung der Höhen für genügend. Alsdann ist die Stützung des Spanneisens *C* (Fig. 266) durch eine eiserne Treppe *e* bequem. Höhen, welche durch die einfache Treppe nicht zu erreichen sind, gewinnt man durch Zusammensetzen zweier Treppen *e* (Fig. 267). Nach Fig. 268 stützt sich das Spanneisen auf einen, um dem sechskantigen Eisen *e* einseitig steckenden Bolzen, so daß man verschiedene Höhenlagen des Spanneisens zur Hand hat. Die Kröpfung des Spanneisens (nach Fig. 255) ist namentlich für senkrechte Aufspannplatten (Planscheiben) handlich, weil sie besonderes, vorläufiges Festhalten der sonst nötigen Stütze entbehrlich macht; bei großem Ab-

stande zwischen Aufspannplatte und Spanneisen entsteht aber durch das Anziehen der Befestigungsschraube eine merklich auf das Werkstück einwirkende Schubkraft, welche oft die genaue Lage des letzteren beeinträchtigt.

Die Spanneisen können nicht immer einfach gerade gemacht werden, sondern erhalten je nach Umständen Krümmungen oder Kröpfungen. Fig 269

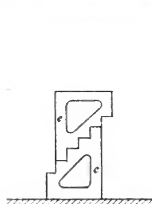


Fig 267.

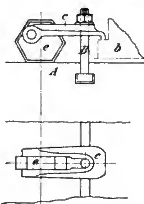


Fig. 268.

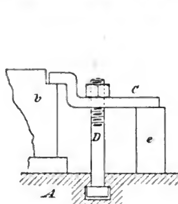


Fig. 269.

zeigt ein Beispiel. Der zum Auflegen des Spanneisens geeignete Ansatz des Werkstückes *b* liegt so hoch, daß bei Verwendung eines geraden Spanneisens die Befestigungsmutter störend hervorragen würde. Daher ist *C* gekröpft.

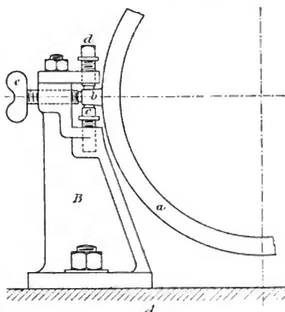


Fig. 270.

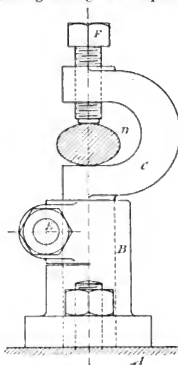


Fig. 271.

Ein Verbiegen des Werkstückes oder Verspannen desselben wird am sichersten vermieden, wenn — wie in Fig. 254 und 269 dargestellt — die Drucklinie vom Spanneisen zur Werkstückstütze winkelrecht zur Aufspannplatte liegt. Man ist daher bestrebt, solches zu erreichen, und bringt zu diesem Zweck zuweilen besondere, nur dem Aufspannen dienende Lappen

an. Es soll z. B. der verhältnismäßig dünnwandige und flanschenlose Stiefel *a* (Fig. 270) einer Gasmaschine auf dem Aufspanntisch *A* einer Ausbohrmaschine befestigt werden. Der Stiefel ist mit vier — an jedem Ende ein Paar — Lappen *b* versehen, welche sich auf die in den Böcken *B* angebrachten Stützschrauben *c* legen. Mittels dieser Schrauben wird zunächst die genau richtige Höhenlage des Stiefels *a* gewonnen, mittels der Flügelschrauben *e* die Lage seiner Achse in wagrechter Richtung. Die Schrauben *e* haben nur den Zweck, das Werkstück genau verschieben zu können, nicht

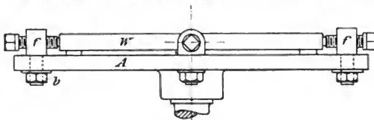


Fig. 272.

aber das Werkstück festzuhalten. Hierzu sind vielmehr die Schrauben *d* bestimmt, welche genau über den Schrauben *c* liegen, also das Werkstück nicht verspannen können.

Hierher gehört auch die durch Fig. 271 dargestellte Aufspannvorrichtung. Sie ist bestimmt zum Befestigen von Riemenrollen und dergl. an Planscheiben, aber in entsprechend abgeänderter Gestalt auch für manche andere Zwecke brauchbar. An der Planscheibe *A* ist eine Hülse *B* festgeschraubt, in welcher der Bügel *C* mit seiner zapfenartigen Verlängerung

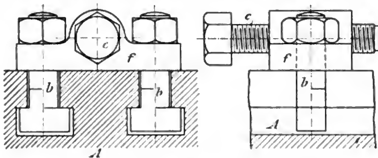


Fig. 273.

verschiebbar steckt und durch Anziehen der Schraube *E* festgeklemmt werden kann. Es dient nun *B* und *C* zunächst — ähnlich dem durch Fig. 260 abgebildeten Schraubböckchen — als einstellbare Stütze des Riemrollenarmes *D*. Nachdem die Arme *D* auf diese Weise durch ebensoviele Vorrichtungen gleichförmig unterstützt sind, erfolgt ihre Befestigung durch die Schrauben *F*.

Bei den bisherigen Beispielen liegen die Befestigungsschrauben winkelrecht zur Aufspannplatte. In vielen Fällen bedingt die Zugänglichkeit zum Werkstück eine zur Aufspannplatte gleichlaufende Lage der eigentlichen Befestigungsschrauben. Zu diesem Zweck werden geeignete Muttern als sogenannte Frösche an den Aufspannplatten angebracht.

Fig. 272 stellt eine Planscheibe *A* dar, an welcher das Werkstück *W*, z. B. eine runde Scheibe, mittels vier Schrauben, deren Muttergewinde in den Fröschen *f* sich befindet, festgehalten wird. An *f* sitzen Zapfen, die durch Löcher der Planscheibe *A* gesteckt und an der Rückseite der letzteren

Muttern *b* tragen, mittels welcher die Schultern der Frösche *f* fest gegen die Aufspannplatte gezogen werden. Wenn die Aufspannplatte statt der Löcher Aufspannuten enthält, so sind die Frösche anders gestaltet, z. B. nach Fig. 273. Hier liegt die Druckschraube *c* gleichlaufend zu den Nuten, weshalb der Frosch nur durch Reibung festgehalten werden kann; man hat deshalb den Frosch *f* mittels zwei Schrauben *b* an *A* befestigt. In Fig. 274 liegen die Druckschrauben *c* quer gegen die Aufspannuten. Man

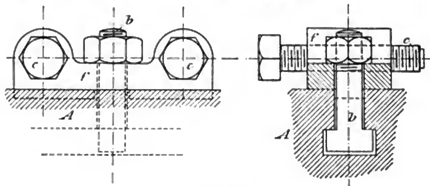


Fig. 274.

kann daher eine am Frosch nach unten vorspringende Leiste in die Nut greifen lassen und die weitere Befestigung des Frosches *f* einer Schraube *b* zumuten.

Werkstücke, welche zwischen solche Frösche gespannt sind, bieten die ganze von der Aufspannplatte abgewendete Fläche dem Werkzeug dar. Sollen dünnere Werkstücke unter dem Druck der Werkzeuge nicht ausweichen, so müssen sie glatt auf der Ausspannplatte liegen oder womöglich in ganzer Ausdehnung unterstützt werden. Es ist ferner darauf zu achten, daß — bei dünnen Gegenständen — der Druck nicht unter deren Mitte liegt, weil andernfalls leicht ein Emporbiegen des Werkstücks eintritt.

Da das gleichförmige Unterstützen der Werkstücke gewisse Unbequemlichkeiten mit sich führt, die Frösche aber erheblich höher sind, als die Dicke der hier in Rede stehenden Werkstücke beträgt, so verwendet man wohl das in Fig. 275 dargestellte Befestigungsverfahren. Das Werkstück *W* legt sich mit dem einen Rande gegen eine in eine den Aufspannnuten geschobene Leiste, gegen den anderen Rand drückt die Hilfsplatte *d*, gegen welche sich die Spitzen der Schrauben *c* legen.

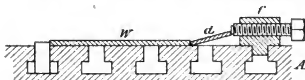


Fig. 275.

Um die Schraubenspitzen auch in anderen Fällen nicht unmittelbar auf die Werkstücke drücken zu lassen — letztere werden durch den Druck der sich drehenden Schraubenenden leicht verletzt — legt man Zwischenstücke ein, wie z. B. Fig. 276 im Auf- und Grundriß darstellt. Der Frosch *f* ist mittels der Langlochbohrmaschine mit einer Tasche versehen, in welcher sich der platte Zapfen der Beilage *d* verschieben läßt; die Schrauben *c* drücken gegen den Zapfen, welcher den Druck überträgt. *b* bezeichnet die Befestigungsschraube für den Frosch *f* und *l* die letzteren

gegenüber angebrachte feste Leiste. Verwandte Ausbildungen gibt es in einiger Zahl; sie gipfeln in Schraubstöcken.[1])

Auch die Frösche der Planscheiben werden in ähnlicher Weise ausgebildet. Fig. 277 zeigt eine derartige Vervollkommnung in zwei Ansichten.

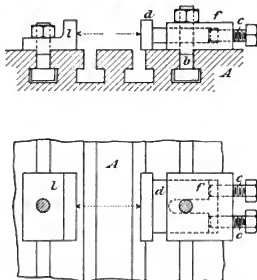
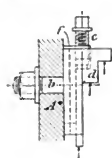


Fig. 276.



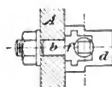


Fig. 277.

Die Schraube *b*, welche in einem der gewöhnlichen Aufspannlöcher der Planscheibe *A* befestigt ist, hat einen breiten Kopf *f*, welcher von einem Schieber *d* so umfaßt ist, daß letzterer an ersterem sich gut führt; *d* legt sich mit einer der drei durch einen Pfeil ausgezeichneten Flächen gegen das Werkstück, und die Schraube *c* dient zum Anspannen. Eine etwas andere Ausführungsform findet man in unten verzeichneten Quellen[2]) beschrieben.

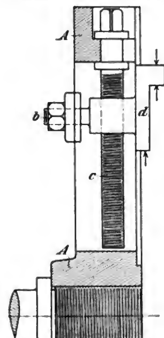


Fig. 278.

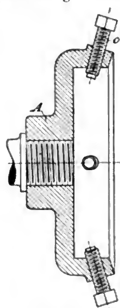


Fig. 279.

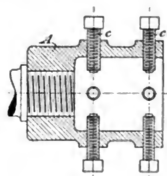


Fig. 280.

Bei der Anordnung, welche Fig. 278 darstellt, bleiben die Spann-

[1]) Vgl. Z. 1891. S. 128, mit Abb. Amer. Mach., Febr. 1895, mit Schaubild.
[2]) Engineer, 1884, Bd. 59, S. 433. Dingl. polyt. Journ. 1885, Bd. 257, S. 54.

backen *d* regelmäßig mit der Planscheibe verbunden. Die Planscheibe *A* ist mit drei oder vier in der Halbmesserrichtung liegenden Schlitzen versehen, in welchen an *d* ausgebildete Zapfen Führung finden. Diese vierkantigen Zapfen endigen in Schraubbolzen *b*, mit deren Muttern die langen Schultern von *d* gut gegen die Vorderseite der Planscheibe gedrückt werden. In den mehrerwähnten Zapfen befindet sich das Muttergewinde zu den langen Schrauben *c*, welche am Rande der Planscheibe so gelagert sind, daß sie nur gedreht werden können; letzteres geschieht mit Hilfe eines aufgesteckten Rohrschlüssels. Es werden die Spannbacken *d* sowohl benutzt, um von außen nach innen gegen die Werkstücke zu drücken, als auch um diese in entgegengesetzter Richtung aufzunehmen.

Wenn die Planscheibe fast immer zum Aufspannen kreisrunder Gegenstände benutzt werden soll, so macht man sie selbstausrichtend, d. h. macht die Lage der Spannbacken so voneinander abhängig, daß die zum Befestigen der Werkstücke dienenden Flächen jederzeit gleich weit von der Drehachse der Planscheibe entfernt sind. Das kann geschehen, indem man jede Schraube *c* mit einem Kegelrad versieht, in welche Räder ein gemeinsames, ringförmiges Rad greift,[1]) oder, indem man statt der Schrauben einen drehbaren Ring mit spiralförmiger Nut, in welche Zähne der Spannbacken greifen, verwendet,[2]) oder Schrauben mit linkem und rechtem Gewinde benutzt.[3])

Für kleinere, häufig vorkommende Werkstücke lohnt sich die Anwendung verstellbarer Frösche nicht; man bringt die Befestigungsschrauben *c* (Fig. 279) in diesem Falle in dem aufgestülpten Rande der Planscheibe *A* an, und nennt die ganze Aufspannvorrichtung **Futter**. Die Schrauben *c* werden winkelrecht zur Achse des Futters oder gegen diese geneigt angeordnet, letzteres, um die Werkstücke sicher gegen die Sohle des Futters zu legen. Für Gegenstände geringeren Durchmessers, welche in einiger Entfernung vom Futter bearbeitet werden sollen, verwendet man — nach Fig. 280 — zwei Gruppen von Befestigungsschrauben *c*.

Behufs Schonung der Werkstücke legt man zwischen diese und die Spitzen der in Fig. 279 und 280 angegebenen Befestigungsschrauben sogenannte Backen, die in geeigneter Weise vor gelegentlichem Herausfallen geschützt werden. Man nennt solche Futter **Backenfutter**.

Häufiger als die Einspannvorrichtungen der Planscheiben werden die Backenfutter so eingerichtet, daß sie die Achse des Werkstückes ohne weiteres in die Achse der Drehbankspindel bringen. Solche **selbstausrichtende Futter** finden sich in mannigfachen Bauweisen.[4])

Soweit das Werkstück im Futter steckt, ist es für die Bearbeitung unzugänglich, so daß dieser Teil verloren geht, wenn nicht Maßnahmen getroffen werden, welche seine demnächstige Bearbeitung ermöglichen.

---

[1]) **Barassin**, Dingl. polyt. Journ. 1864, Bd. 173, S. 85.

[2]) **Westcott**, Dingl. polyt. Journ. 1874, Bd. 211, S. 415.

[3]) **Reid**, Dingl. polyt. Journ. 1874, Bd. 214, S. 370

[4]) Mitteil. des Gewerbevereins für Hannover, 1855, S. 227. The mechanics magazine, Jan. 1859, S. 30. **Wedding**, Berliner Verhandl. 1869, S. 147. Polyt. Zentralbl. 1873, S. 1325; Dingl. polyt. Journ. 1874, Bd. 211, S. 415; 1876, Bd. 221, S. 422; Revue industrielle, Dez. 1881, S. 485; Scientific American, Sept. 1881, S. 157; Annales industr. Febr. 1882, S. 280; Iron, Jan. 1884, S. 46; Nov. 1884. S. 443; Engineering, Oct. 1884, S. 318; The Engineer, Dez. 1884, S. 433. **Schwarz**, D.R.P. No. 5329, 7411, 18373. Dingl. polyt. Journ. 1879, Bd. 231, S. 320; Iron, April 1886, S. 336; Z. 1886, S. 593; 1891, S. 855; 1892, S. 578. Sämtliche Quellen mit Abbildungen.

Hierher gehört die Durchbohrung der Arbeitsspindel, so daß der stangenartige Rohstoff durch die hohle Spindel geschoben, im Futter festgehalten und am aus diesem hervorragenden Ende bearbeitet werden kann. Ist dieses Ende fertig gestellt, so wird es abgestochen und — nach Lösen des Futters — die Stange so weit hervorgeschoben, wie zum Erzeugen eines weiteren Werkstückes ausreicht.

Mit den Futtern sind die Dorne sehr nahe verwandt; da diese bei Erörterung des Befestigens zwischen Spitzen eine Rolle spielen, so sollen sie an der genannten Stelle behandelt werden.

Bei Befestigung der Werkstücke an der Planscheibe bildet die Vorderfläche der letzteren vielfach den Ausgangspunkt für das Ausrichten, indem angenommen wird, daß diese Fläche genau winkelrecht zur Drehachse liegt.

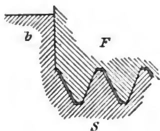


Fig. 281.

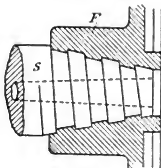


Fig. 282.

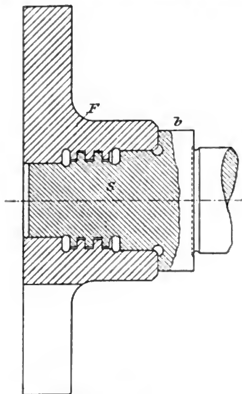


Fig. 283.

Handelt es sich um eine eigentliche Plandrehbank, so wird die genaue Lage der Planscheibenfläche durch Abdrehen derselben am Ort ihrer Verwendung gewonnen; soll aber die Planscheibe zeitweise fortgenommen, vielleicht durch ein Futter ersetzt oder die Maschine als Spitzendrehbank verwendet werden, so ist die Befestigungsweise der Planscheibe so zu wählen, daß letztere, wenn sie wieder an ihren Ort gebracht wird, mit Sicherheit die alte genaue Lage einnimmt. Das gleiche gilt von den selbstausrichtenden Futtern.

Es ist nun gebräuchlich, den Kopf der Spindel (vgl. Fig. 150 u. 152, S. 79 u. 80) mit sogenanntem scharfgängigen Gewinde und einem anschließenden Bund zu versehen, so daß die Planscheibe, bzw. das Futter, durch Aufschrauben bis zum festen Anliegen an den Bund eine gesicherte Lage erhält. Diese Befestigungsweise ist nun nicht so zuverlässig, als sie

zu sein scheint, indem zwischen den Gewindegängen der Spindel und denjenigen der Planscheibe ein gewisser Spielraum liegt. Fig. 281 ist ein teilweiser Schnitt durch die Spindel *S*, deren Bund *b* und die Nabe *F* der Planscheibe. Indem die Hinterseite der Nabe fest gegen den Bund gedrückt ist, sind die linksseitigen Flächen der in *F* befindlichen Gewindegänge von den gegenüberliegenden des Spindelgewindes abgerückt; nur die rechtsseitigen Flächen der ersteren liegen fest an den Gewindegängen der Spindel, woraus eine gewisse Unsicherheit der Lage von *F*, gegenüber der Spindel *S*, sich ohne weiteres ergibt.[1]) Um die Befestigung zweifelloser zu machen, ist vorgeschlagen,[2]) nach Fig. 282 das Spindelende kegelförmig zu machen und ihm ein nur seichtes Gewinde zu geben, so daß sich die Bohrung der Planscheibe *F* mit breiten, schlank kegelförmigen Flächen auf den Kopf der Spindel *S* legt. Nach einem anderen Vorschlag soll die gegensätzliche Lage der Planscheibe *F* (Fig. 283) zur Spindel *S* in erster Linie durch zwei sehr schlanke Kegelflächen geboten werden, während den zwischen diesen Kegelflächen befindlichen Gewindegängen nur das Andrücken in der Achsenrichtung zufällt. Eine ähnliche Befestigungsweise ist (vgl. Fig. 235, S. 114) für Fräser angeführt.

Statt der Schraubenbefestigung verwendet man neuerdings in geeigneten Fällen den Elektromagnetismus an, um Werkstücke an Aufspannplatten oder Planscheiben festzuhalten.[3]) Für dieses Einspannverfahren werden folgende gute Eigenschaften in Anspruch genommen. Zeitersparnis beim Befestigen und Lösen, geringere Gefahr des Verspannens, Verwendbarkeit auch für sehr dünne Werkstücke. Es verlangt aber, daß das Werkstück bereits eine ebene oder sonst regelmäßige Fläche besitzt, die genau genug zur Aufspannfläche paßt. Es ist die Befestigung nicht stark, so daß bei einigermaßen starker Inanspruchnahme Hilfsstützungen nicht zu vermeiden sind.

3. Stützung der Werkstücke zwischen Spitzen.

Indem die Spitzen zweier Kegel mit gemeinschaftlicher Achse in entgegengesetzter Richtung in geeignete Vertiefungen des Werkstücks gedrückt werden, wird letzteres so gehalten, daß es sich nur um diese Achse zu drehen vermag (vgl. Fig. 179, 180, 184, S. 92 u. 93). Kommt ein Mittel hinzu, welches diese Drehung hindert, so wird das Werkstück überhaupt festgehalten; wirkt aber ein Mittel in bestimmter Weise drehend auf das Werkstück, — der am häufigsten vorkommende Fall — so greift die ganze Einrichtung bereits über die vorliegende Aufgabe: das Werkstück mit der Maschine zu verbinden, einigermaßen hinaus. Sie wird zur Werkzeugmaschine, wenn man noch dem Werkzeug eine sichere Lage bietet.

Bis zum Ende des 18. Jahrhunderts diente fast ausschließlich als Bewegungsmittel eine Schnur *a* (Fig. 284), welche ein-, oder auch wohl zweimal um das Werkstück *w* geschlungen war und wechselnd nach der einen und nach der entgegengesetzten Richtung gezogen wurde, so daß das Werkstück wechselnd eine Zahl Rechtsdrehungen und dann eine Zahl Linksdrehungen machte; die eine Drehrichtung war die Arbeits-, die andere die Rücklaufrichtung. Es wird erzählt, daß im Jahre 1779 in Schottland eine 4" dicke eiserne Welle behufs Abdrehens so in Bewegung gesetzt wurde,

[1]) Vgl. Z. 1892, S. 577.
[2]) American Machinist, 26. Febr. 1891.
[3]) Z. 1901, S. 628; 1904, S. 68, mit Schaubild.

indem man an jedem Ende des Seiles *a* acht Mann aufstellte, welche wechselnd zu ziehen hatten. Für die Metallbearbeitung findet man diese Bewegungsart jetzt nur noch bei den Drehstühlen der Uhrmacher; für Holzdrehbänke kommt sie ebenfalls noch vor. Sie ist indessen so unwichtig geworden, daß der vorliegende Hinweis für ihre Würdigung genügt.

Man will eine stetige Drehung des Werkstücks, selbst wenn die Muskelkraft der Menschen sie hervorzubringen hat, und bewirkt sie durch eine um die Achse der Spitzen sich stetig drehende Scheibe oder dgl., die sogenannte Mitnehmerscheibe, die mit Hilfe eines aus ihr hervorragenden Stiftes, den Mitnehmerstift, auf eine am Werkstück befestigte Hervorragung, den Mitnehmer, oder eine zufällig hierzu geeignete Stelle des Werkstücks wirkt.

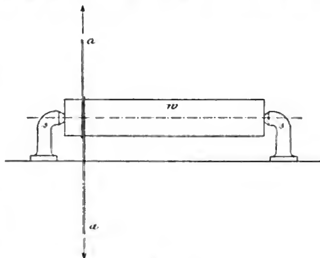


Fig. 284.

Fig. 285 stellt eine derartige Einrichtung für eine Bolzendrehbank dar. Auf dem Bett *g* ist ein Bock *b* befestigt, in welchem eine Spindel *a* feststeckt. An jedem Ende dieser festen Spindel ist eine Spitze angebracht, und diesen gegenüber befinden sich Reitstockspitzen, so daß links und rechts von *b* Gelegenheit zum Einspannen von Werkstücken *w* geboten ist, also eine Doppeldrehbank vorliegt. Auf den aus *b* hervorragenden Zapfen

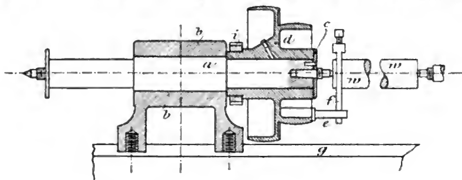


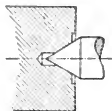
Fig. 285.

von *a* drehen sich lose die Stufenrollen *d*; sie werden durch Scheiben *c*, welche vor den Enden von *a* mittels kleiner Schrauben befestigt sind, am Ablaufen gehindert. An jeder Rolle *d* sitzt ein Mitnehmerstift *e*, welcher beim Umdrehen der Rolle sich gegen den auf *w* festgeklemmten Mitnehmer *f* legt und das Werkstück *w* zu gleicher Drehung zwingt. *i* bezeichnet ein an *d* festsitzendes Rädchen, welches die selbsttätige Verschiebung des Stichels vermittelt.

Bei der vorliegenden Drehbank ist das Werkstück zwischen tote Spitzen gespannt, d. h. zwischen zwei Spitzen, welche sich nicht an der

Drehung beteiligen. Soll eine Drehbank nicht allein zur Bearbeitung von Gegenständen benutzt werden, welche zwischen Spitzen zu befestigen sind, sondern auch für in Futter oder an Planscheiben zu spannende, so bringt es manche Vorteile, wenn man eine der Spitzen in die drehbare Spindel steckt, welche sonst das Futter oder die Planscheibe aufzunehmen hat (vgl. Fig. 150, S. 79; Fig. 170, S. 88). Man nennt sie dann **lebende Spitze**. Scheinbar ist der Unterschied zwischen toter und lebender Spitze geringfügig, in Wirklichkeit macht er sich sehr fühlbar, sobald es sich um genau sein sollende Arbeiten handelt, weil alle Ungenauigkeiten in der Lagerung der Spindel und jede Abweichung der Spitzenachse von der Spindelachse auf die lebende Spitze übergehen und veranlassen, daß die Achse des Werkstückes sich in einer Kegelfläche bewegt, während zwei tote Spitzen diese Werkstückachse ohne weiteres festlegen. Es werden aus diesem Grunde neuerdings die lebenden Spitzen da vermieden, wo auf das gelegentliche Benutzen von Futter und Planscheiben verzichtet werden kann.

Es ist die „Spitze“ als Führungsmittel bereits S. 84 besprochen, auch dort schon hervorgehoben, daß die kegelförmige Vertiefung, in welche die Spitze greift, in der Mitte weiter ausgetieft sein soll, um die eigentliche Spitze vor dem Abbrechen zu schützen (Fig. 162, S. 84), so daß sie gewissermaßen nur als Merkpunkt dient. Es ist auch schon erwähnt, daß die kegelförmige Vertiefuug an ihrer Mündung winkelrecht zur Achse der Spitze, bzw. derjenigen des geführten Gegenstands begrenzt sein muß, um ringsum gleiches Anliegen herbeizuführen. Demgemäß wird es in der Regel nötig, bei dem Einbohren der kegelförmigen Vertiefung in das noch rohe Werkstück die unmittelbare Begrenzung der Vertiefung zu ebnen, wie Fig. 286 darstellt.


Fig. 286.

Die Spitzenentfernung muß einstellbar sein, um sie der Achsenlänge des Werkstückes anpassen zu können. Man macht deshalb fast immer diejenige regelmäßig tote Spitze, an welcher der Mitnehmer sich **nicht** befindet, in der Achsenrichtung verschiebbar. Ein eiserner Bock, der **Reitstock**, ist auf dem Bett der Maschine verschiebbar, bei kleineren Reitstöcken mittels der Hand, bei schwereren mit Rad und Zahnstange. Diese Verschiebbarkeit vermittelt die grobe Einstellung. In einer genauen Bohrung des Reitstockes *R* (Fig. 174—176, S. 90) steckt ein walzenförmiger Körper *r*, der **Reitnagel**, in welchem die **Reitstockspitze** *s* festsitzt. Der Reitnagel ist mittels Schraube und Handrad in seiner Längenrichtung genau zu verschieben; damit er sich nicht willkürlich dreht, ist er — meistens an seiner unteren Seite — genutet und die Bohrung des Reitstockes mit einer zur Nut passenden Leiste versehen. Nach dem Einstellen der Reitstockspitze muß der Reitnagel festgeklemmt werden, um zu verhindern, daß er unter der wechselnden Inanspruchnahme der Spitze schlottert. Zu dem Zweck ist in Fig. 174—176 das linksseitige Ende der Reitnagelhülse gespalten und mit Klemmschraube versehen. Es kommen zu gleichem Zweck manche andere Klemmvorrichtungen zur Anwendung, z. B. das Fig. 76, S. 50 dargestellte nachstellbare Lager.

Die meisten dieser Einklemmvorrichtungen beanspruchen einigen Raum und erschweren infolgedessen die Zugänglichkeit des Werkstückes. Bei Fräs- und Schleifmaschinen, für die das Einspannen zwischen Spitzen nicht

selten angewendet wird, ist oft der Raumbedarf des gewöhnlichen Reitnagels schon unbequem. In solchen Fällen wird die Spitze einseitig angebracht, meistens sogar mit dem Führungsstabe, welcher den Reitnagel ersetzt, aus einem Stück gefertigt. Fig. 287 und 288 stellen einen solchen Reitstock in zwei Bildern dar. In einer genauen Nut des Bockes *R* ist der im Querschnitt trapezförmige Reitnagel *r* mittels der Mutter *a* verschiebbar. Ein Keil *b*, welcher in der Nähe der Spitze in einer Aussparung des Reitstockes steckt, kann mittels der Mutter *c* angezogen werden, so daß ein sicheres Festklemmen von *r* stattfindet. Man erkennt insbesondere aus Fig. 287, daß längs eines Viertelkreises der Abstand der Außenflächen des Reitstockes von der Spitzenachse nur klein ist.

Die Spitzen werden in ihrer Achsenrichtung in Anspruch genommen: a) durch das Gewicht des Werkstücks, b) durch den Druck des Werkzeugs, c) durch den Mitnehmerdruck und d) durch einen zusätzlichen Druck, welcher das gute Anliegen der Spitzenflächen sichert. Über die beiden ersten dieser Kräfte sind hier besondere Erörterungen entbehrlich (vgl.

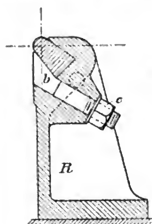


Fig. 287.

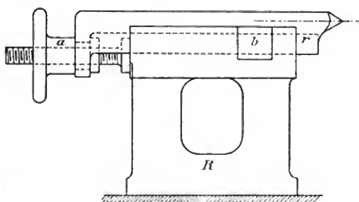


Fig. 288.

weiter unten unter Drehbänke), der durch die Mitnehmer hervorgerufene wird weiter unten näher beleuchtet. Was endlich den unter d) angeführten zusätzlichen Druck anbelangt, so ist dessen Größe in Zahlen nicht zu bestimmen. Er würde überflüssig sein, wenn die übrigen Drücke genau bestimmt und durch die Einstellung der Spitzen genau aufgenommen würden. Ersteres ist sehr umständlich und letzteres nahezu unmöglich. Deshalb ist jener Überschuß nötig, um gelegentliches Schlottern des Werkstückes zu verhüten und die Bemessung seiner Größe dem Gefühl des Arbeiters zu überlassen. Nun erfahren die Werkstücke unter der Einwirkung der Werkzeuge eine gewisse wechselnde Erwärmung, es ändert sich daher ihre Länge, so daß in manchen Fällen das Einstellen der verschiebbaren Spitze mehrfach stattfinden muß, um einerseits einen zu großen Druck zu vermeiden, anderseits die Spitzen in guter Fühlung mit den Werkstücken zu erhalten. Das tritt hervor bei dem Schneiden langer Schraubengewinde und besonders beim Schleifen langer, dünner Werkstücke. Man hat deshalb, um sich passenden Achsendruck zu sichern, die eine der Spitzen so gestützt, daß sie in der Achsenrichtung selbsttätig nachzugeben und wieder vorzudringen vermag.

Fig. 289 stellt die wesentlichen Teile eines derartig eingerichteten,

zu einer Schleifmaschine[1]) gehörigen Spindelstockes dar; die Abbildung ist in vorliegender Ausführlichkeit wiedergegeben, da dieser Reitstock manche andere Eigentümlichkeiten enthält. Dahin gehört die große Zapfenlänge der Spitze. Dieser Zapfen steckt nicht unmittelbar im Reitnagel *b*, sondern in einem Zwischenstück *a*, welches mit schlanker Verjüngung in *b* ruht. Da *a* nur sehr selten ausgewechselt zu werden braucht, so wird die kegelförmige Bohrung des Reitnagels *b* der Abnutzung fast vollständig entzogen. Reitnagel wie Zwischenstück *a* sind in ganzer Länge durchbohrt, und zwar vorwiegend deshalb, um mittels eines hindurchgeführten Dornes die Spitze sowohl, als das Zwischenstück hinausstoßen zu können. In den Enden der Reitstockhülse *c* sind nachstellbare Backen (nach Fig. 76, S. 50) angebracht; Kappen *d* und *e* dienen zum Anziehen dieser Futter. Die Kappe *d* umgreift das Zwischenstück *a* und ist mit einer Packung versehen, so daß das Eindringen von Schleifstaub verhütet wird. Auf dem Reitnagel *b* sitzt ein Ring *f*, gegen welchen eine Feder drückt, die mit ihrem andern Ende sich gegen das rechtsseitige Futter lehnt. Diese Feder soll den gesamten

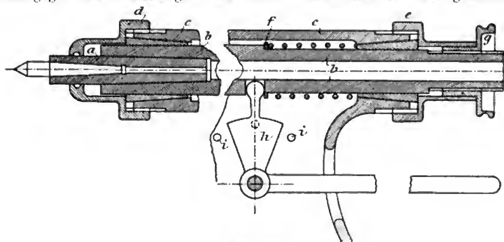


Fig. 289.

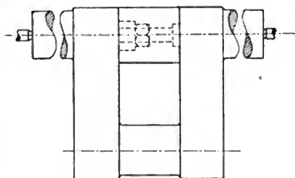
in der Achsenrichtung auf die Spitze wirkenden Druck aufnehmen, muß daher eine dementsprechende Spannung haben. Um diese Spannung zu regeln, sitzt auf dem Schwanzende des Reitnagels eine Mutter *g*; sie hat gleichzeitig den Zweck, zu weites Hervorschießen des Reitnagels *b* zu hindern. Etwa in der Mitte der Länge des Reitnagels befindet sich in diesem ein Loch, in welches der eine Arm des Winkelhebels *h* greift. Dieser Winkelhebel dient zum Zurückziehen des Reitnagels, um das Werkstück zwischen die Spitzen zu bringen; seitliche Druckschrauben *i* können so gegen den plattenförmigen Teil von *h* gepreßt werden, daß dieser und damit der Reitnagel *b* fest liegt. Die sonstige Einstellung der Spitze erfolgt wie gewöhnlich durch Verschieben des Reitstockes auf dem Bett der Maschine.[2])

Es gilt das weiter oben über „Verspannen" Gesagte selbstverständlich auch für das Einspannen zwischen Spitzen: auch hier soll verhütet werden, daß der zum Festhalten dienende Druck das Werkstück nennenswert verbiegt. Nun würde, wenn man z. B. eine gekröpfte Welle behufs Abdrehens ihres Schaftes ohne weiteres zwischen die Spitzen einer Drehbank legte,

[1]) Iron, Okt. 1885, S. 323.
[2]) Vgl. Z. 1901, S. 544.

ziemlich starkes Verbiegen in der Kröpfung eintreten. Man legt deshalb eine Spannschraube in die beanspruchte Achse, wie in Fig. 290 durch gestrichelte Linien angegeben ist, und zieht diese vorsichtig an. Das muß mit großer Sorgfalt geschehen, weil andernfalls die fragliche Schraube ein Verspannen in entgegengesetzter Richtung veranlaßt. Manche ziehen daher vor, einen Block aus Gips oder Zement in der Kröpfung selbst zu bilden, wie die ausgezogenen Linien der Fig. 290 angeben. Nicht treibender Zement scheint für den vorliegenden Zweck am geeignetsten zu sein; man begegnet jedoch auch der Anschauung, daß mäßiges Treiben dieses Blockes zweckmäßig sei, da er doch durch den Spitzendruck ein wenig zusammengedrückt werde. Von diesem Gesichtspunkte aus ist Gips geeigneter, weil er beim Erstarren sich ein wenig ausdehnt. Auch eine geringe Beimischung von Gips zum Zement verursacht mäßiges Treiben und wird deshalb für den vorliegenden Zweck verwendet.

Die Kräfte, welche winkelrecht zur Werkstücks- und damit zur Spitzenachse auftreten, haben gleichen Ursprung wie die in diese Achse fallenden, aber sie sind von anderer Bedeutung für das Stützen des Werkstückes, indem sie Biegungen des letzteren und Biegungen der Spitzen verursachen. Diese Biegungen führen ohne weiteres mehr oder weniger bedeutende Ungenauigkeiten mit sich; es ist nötig, dahin Vorsorge zu treffen, daß diese Biegungen ein erträgliches Maß nicht überschreiten. Es mag schon jetzt bemerkt werden, daß diese biegend wirkenden Kräfte dann am lästigsten sind, wenn sie ihre Richtung wechseln.


Fig. 290.

Bei kürzeren, kleineren Werkstücken genügen meistens die Spitzen, ohne weitere Beihilfe für die Stützung, bei schweren und bei langen Werkstücken sind Ergänzungen erforderlich.

Behufs Abdrehens der Reifen von Eisenbahnwagenrädern findet man wohl die Spitzen nur zum Ausrichten benutzt, während das eigentliche Stützen der Achsen durch Backen stattfindet, welche an den beiden, einander gegenüberliegenden Planscheiben festgeschraubt werden.[1] Abzudrehende Walzen spannt man zuweilen[2]) an beiden Enden in Backenfutter, zu welchem Zweck auch der Reitstock mit einer drehbaren Spindel versehen wird. Man bildet auch an Walzen, solange die Spitzen sie tragen, nur die beiden Zapfen aus, und stützt sie dann, indem diese Zapfen in Lager gebettet werden.[3] Nahe verwandt hiermit ist die Stützung durch sogenannte Brillen (Lünetten). Diese unterscheiden sich von dem vorhin angegebenen Verfahren dadurch, daß sie die von den Spitzen gebotene Stützung nur ergänzen. Die Brillen werden in gleicher Weise auch zu weiterer Stützung

[1] Vgl. Dingl. polyt. Journ. 1873, Bd. 209, S. 407, mit Abb.
[2] Z. 1903, S. 543, mit Schaubild.
[3] Dingl. polyt. Journ. 1861, Bd. 160, S. 252, mit Abb.

von in Futtern befestigten Werkstücken benutzt, weshalb sie auch in bezug auf diese hier mit erörtert werden sollen.

Das Wort Brille (oder Lünette) deutet an, daß es sich um einen geschlossenen Ring handelt, in welchem sich — wie die gedrehten Zapfen der Walzen in Lagern — ein bereits rund gedrehter Teil des Werkstückes lagert. Man verwendet tatsächlich im vorliegenden Sinne nicht selten geschlossene Ringe, welche aus Stahl gefertigt und gehärtet sind. Um die durch Reibung der Werkstücke in den Ringen frei werdende Wärme abzuführen, sorgt man zuweilen dafür, daß die Ringe von der Luft bespült werden können.[1]) Zweiteilige Zapfenlager mit hölzernem Futter, welche früher beliebt waren, sind fast ganz außer Gebrauch gekommen. Dagegen verwendet man folgende nachstellbaren, dem vorliegenden Zweck dienenden Einrichtungen. Die eigentich stützenden Flächen sind durchweg eben, sie berühren das Werkstück je nur in einem schmalen Streifen, weshalb eine möglichst große Härte der Flächen selbstverständlich ist. Man kann allgemein die Stützung in allen zur Werkstückachse winkelrechten Richtungen erreichen, wenn man drei Stützflächen gleichförmig um das Werkstück verteilt, wie Fig. 291 darstellt. Es sind drei Stahlschienen *b*, deren Enden

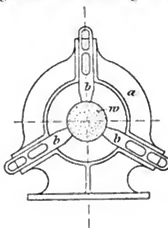


Fig. 291.

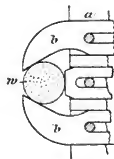


Fig. 292.

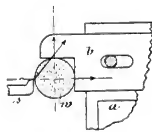


Fig. 293.

die Stützflächen bieten, an einem ringförmigen Bock *a* so befestigt, daß sie in der Halbmesserrichtung verstellt werden können. Diese Bauart leidet an dem Übelstande, daß das Gestell *a* einen geschlossenen Ring bildet, also sowohl beim Einbringen wie Fortnehmen des Werkstückes Schwierigkeiten bereitet. Etwas bequemer ist die durch Fig. 292 dargestellte Anordnung,[2]) die einer weiteren Erläuterung nicht bedarf; es sei nur erwähnt, daß nach Wegnahme einer der hakenförmig gebogenen Schienen entweder die Brille oder das Werkstück ohne weiteres fortgenommen werden kann. Am verbreitetsten ist die Brille, welche Fig. 293 versinnlicht. In den meisten hier in Frage kommenden Fällen ist der Druck, welchen der Stichel *s* auf das Werkstück ausübt, der maßgebende. Dieser ist aber durch eine wagrechte und eine senkrechte Fläche aufzuheben. Es ist daher der stützende Teil *b* ein Stahlstab mit rechtwinkliger Ausklinkung, welcher am Ständer *a* in wagrechter und mit diesem in senkrechter Richtung verstellt werden kann. Andere Ausführungsformen findet man in unten angegebener Quelle.[3])

Man unterscheidet die Brillen in stehende und laufende. Letztere

[1]) Z. 1900, S. 1090, mit Abb.
[2]) Z. 1885, S. 811.
[3]) Z. 1901, S. 485, mit Abb.

sind an dem Werkzeugschlitten so befestigt, daß sie dem arbeitenden Werkzeug unmittelbar folgen, also in unmittelbarer Nähe des letzteren stützen, erstere dagegen werden am Maschinenbett festgeschraubt, behalten ihren Platz längere Zeit und dienen daher nur zur Verkürzung der freien Werkstücklänge. Die stehenden Brillen kommen vorzugsweise für lange Werkstücke in Frage, welche vermöge ihres Eigengewichts sich nennenswert durchbiegen, wogegen die laufenden Brillen vor allem da am Platze sind, wo es sich um Stützung gegenüber den von den Sticheln herrührenden Drücken handelt.

Fig. 294.

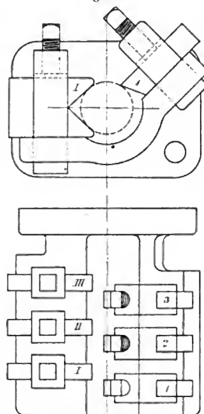


Fig. 295.

Es sei hier die Bemerkung eingeschaltet, daß mehrfach vorgeschlagen worden ist, diese Drücke dadurch auszugleichen, daß man zwei Stichel einander genau gegenüberlegt. Allein dieser Ausweg kann den erhofften Erfolg nicht haben, da unmöglich ist, die von den beiden Sticheln ausgehenden Drücke in Größe und Richtung gleich zu halten. Man legt deshalb, wenn überhaupt mehrere Stichel gleichzeitig angreifen sollen, diese an dieselbe Seite und ihnen gegenüber die stützende Brillenfläche, um sicher zu sein, daß sich das Werkstück immer gegen diese lehnt, oder bedient sich der ausgleichenden Wirkung eines gegenüberliegenden Stichels nur insoweit, als dieser den einseitigen Druck mildert, so zwar, daß der Überdruck immer auf derselben Stelle bleibt. Wegen der Elastizität der beiden sich berührenden Dinge — Werkstück einerseits und Stützfläche anderseits — ist ein gewisses Nachgeben nicht zu vermeiden. Liegt der Überdruck immer in derselben Richtung, so sind die Schwankungen dieses Nachgebens offenbar geringer, als wenn der Überdruck zeitweise von der einen und dann von der entgegengesetzten Seite sich geltend macht.

Einige Beispiele mögen das Gesagte erläutern.

Fig. 294 und 295 stellen die Zusammenfassung von drei Drehsticheln und drei zugehörigen Brillen einer Drehbank mit Stahlwechsel dar, welche die Niles-Tool-Works in Hamilton, O. liefern.[1]) Das Werkstück ist in einem Futter befestigt; es soll mittels der vorliegenden Werkzeugbüchse (box tool) bis auf eine gewisse Länge walzenförmig gedreht werden, worauf mehrere folgende Werkzeuge schrittweise die verlangte Gestalt vollenden und ein letztes Werkzeug das fertige Stück absticht; dann tritt die vorliegende Büchse wieder in Tätigkeit. Das frei aus dem Futter hervorragende Werkstück würde gegenüber den Sticheldrücken in unzulässiger Weise ausweichen. Man hat daher dem Schruppstichel *1* etwa gegenüber

[1]) The Iron Age, Mai 1896, S. 1175.

eine Stütze *I* angebracht, die so eingestellt ist, daß sie sich an die von *1* erzeugte Fläche genau anschmiegt und jedes nennenswerte Ausweichen des Werkstücks verhindert. Den Sticheln *2* und *3* liegen in derselben Weise die Stützen *II* und *III* gegenüber, so daß die Drücke der Stichel durch die mit ihnen verbundenen Stützflächen aufgehoben werden, also auf das Werkstück biegend wirkende fast vollständig ausgeschlossen sind. Hierdurch wird erst möglich, sowohl mehrere Stichel gleichzeitig arbeiten als auch jeden einen kräftigen Span abheben zu lassen.

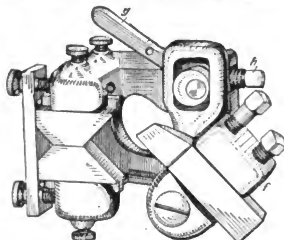


Fig. 296.

Fig. 296[1]) zeigt eine verwandte Einrichtung. Der eigentliche Stichelhalter *f* ist um einen Bolzen drehbar und wird durch einen mit dem Handhebel *g* verbundenen, in einen Schlitz von *f* greifenden Daumen gegen das Werkstück geführt; das Spitzende der Schraube *h* begrenzt die Linksschwenkung des Stichels. Gegenüber dem Stichel befinden sich glasharte, zum Stützen des Werkstücks dienende einstellbare Klötze. Die Führungsleisten dieser Klötze sind einseitig gelegt, so daß man die Klotzflächen entweder gegen die frühere oder die soeben entstandene Fläche des Werkstücks legen kann.

Bei der mit vier Sticheln versehenen Werkzeugsbüchse, welche Fig. 297 im Schnitt darstellt, sind geschlossene Ringe als Brillen verwendet.[2]) Der

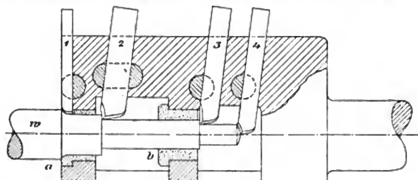


Fig. 297.

Stichel *1* dreht das Werkstück *w* auf einen genau in die Büchse *a* passenden Durchmesser, so daß es gegen die Drücke der Stichel *1* und *2* in bester Weise gestützt wird. Der Durchmesser, welchen Stichel *2* erzeugt, paßt genau in die Büchse *b*. Die Befestigung der Stichel ist hier so bewirkt, wie die Fig. 202 und 203, S. 102, angeben.

Eine Stichelhausanordnung für eine einfache Wellendrehbank stellen die Fig. 298 und 299 in zwei Ansichten dar. *b* bezeichnet einen Bock,

[1]) Z. 1901, S. 1742.
[2]) American Machinist, 28. Januar 1892.

welcher auf die Bettplatte *a* geschraubt ist. *c* ist die stählerne Führungsbüchse. An der einen Seite von *b* befinden sich zwei Werkzeugschlitten *d* und *e*, an der anderen Seite ein solcher *f*. Der in *d* befestigte Stichel schrubbt, der in *e* angebrachte dreht die Welle auf die Dicke, welche genau der Weite der Brille *c* entspricht, und der Stichel, welcher in *f* steckt,

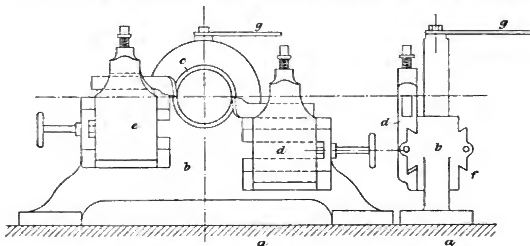


Fig. 298. Fig. 299.

vollendet das Werkstück. Hierdurch erreicht man zunächst, daß man der Welle einen etwas kleineren Durchmesser geben kann, als die Weite der Brille beträgt, also die Brille auch dann noch für dieselbe Wellendicke verwenden kann, wenn sie nachgeschliffen ist; ferner liegt der Druck des Werkstücks gegen die Brille zweifellos immer in der gleichen Richtung, da die beiden Stichel in *d* und *f* einen größeren Druck ausüben als der eine Stichel in *e*. *g* ist ein Teller, auf den das Tropfgefäß gestellt wird.

Die Jahrhunderte alte Hohldocke ist eine Brille *b*

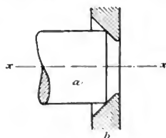


Fig. 300.

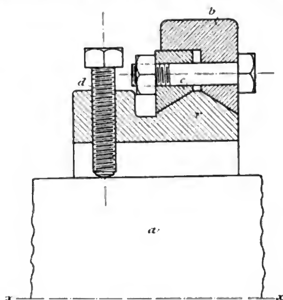


Fig. 301.

(Fig. 300) mit kegelförmigem Loch. Sie dient zur Stütze eines Werkstückes *a*, welches linksseitig auf der Spitze der Arbeitsspindel ruht, am rechtsseitigen Ende bereits abgedreht worden ist und nun an seinem rechtsseitigen Ende mit einer Vertiefung versehen werden soll, welche genau mit der Achse *xx* des Werkstücks zusammenfällt. Die mäßig abgerundete rechtsseitige End-

kante des Werkstücks legt sich gegen die hohlkegelförmige Fläche der Hohldocke und richtet diese dabei ohne weiteres aus.

Ebenfalls als besondere Ausführungsform der Brille ist die Vorrichtung aufzufassen, welche die Fig. 301 darstellt. Sie soll ein nicht genau rundes Werkstück *a*, welches linksseitig auf die Spitze der Arbeitsspindel sich stützt oder mittels Futter oder durch die Klauen einer Planscheibe an der Arbeitsspindel befestigt ist, so stützen, daß es sich genau um die Achse *xx* dreht. Man hat zu dem Zweck auf *a* mit Hilfe mehrerer Schrauben *d* einen Ring *r* festgeklemmt, welcher in dem feststehenden Ring *b* sich drehen kann. Behufs Ausgleichs der eintretenden Abnutzungen ist die Tragfläche des Ringes *r* schweinsrückenartig gestaltet und in *b* ein nachstellbarer Ring *c* angebracht, welcher mit *b* zusammen die zu dem Schweinsrücken passende Hohlfläche bildet.

Als Mitnehmer kann fast jede am Werkstück angebrachte Hervorragung gebraucht werden, weshalb dann die Zahl der verschiedenen Ausführungsformen ungemein groß ist. Sehr verbreitet ist das sogenannte

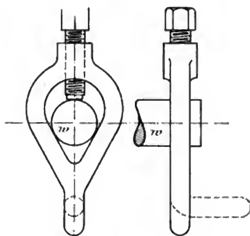


Fig. 302.

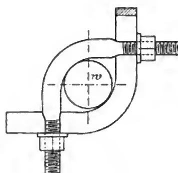


Fig. 303.

Drehherz (Fig. 302), d. i. ein herzförmiger Ring, welcher mittels Druckschraube am Werkstük *w* befestigt wird. Der Mitnehmerstift (vgl. Fig. 285, S. 133) legt sich gegen die fingerartige Verlängerung des Ringes. Es wird aber zuweilen der Finger rechtwinklig umgebogen, wie in dem Bilde durch gestrichelte Linien angegeben ist, und in ein Loch oder einen Schlitz der Mitnehmerscheibe gesteckt. Dem durch Fig. 303 abgebildeten Mitnehmer rühmt man nach, daß sein Schwerpunkt für jede Werkstückdicke in die Achse des Werkstücks *w* fällt, also das lästige Voreilen, was ein einseitiger Schwerpunkt veranlassen kann, vermieden wird. Er besteht aus einem Flacheisen, welches zunächst zu einem langen flachen Bügel zusammengebogen und dann in anderer Ebene zu einem rechten Winkel umgebogen ist. Ein rechtwinklig gebogener Bolzen, dessen Enden mit Schraubengewinde versehen sind, wird durch den Schlitz des aus Flacheisen hergestellten Teils gesteckt; Muttern dienen zum Anpressen der beiden Bügel gegen das Werkstück, und der Mitnehmerstift legt sich gegen einen Flügel dieses Mitnehmers.

Die nach außen hervorragenden Teile dieser beiden Mitnehmerformen

enthalten eine gewisse Gefahr für den bedienenden Arbeiter; man sucht deshalb oft die Mitnehmer so zu gestalten, daß sie außen möglichst glatt sind.[1]) Anderseits bemüht man sich, die Mitnehmer so einzurichten, daß sie rasch abgenommen werden können. Hierfür sind fast alle sogenannten Rohrzangen[2]) brauchbar. Es genügt, einen solchen Mitnehmer hier anzuführen. In Fig. 304 bezeichnet *a* einen Winkelhebel, dessen kurzer Schenkel sich gegen das Werkstück *w* legt, während sein langer Schenkel vom Mitnehmerstift *m* fortgeschoben wird. Mit *a* ist ein Bügel *b* gelenkig verbolzt, welcher das Werkstück umgreift; eine Feder *f* hält *b* mit *w* in Fühlung. Je größer der Widerstand ist, bzw. je stärker der Mitnehmerstift *m* gegen *a* drückt, um so mehr wächst der Druck, welcher zwischen *a* und *b* einerseits und *w* anderseits die erforderliche Reibung erzeugt. Übt *m* keinen Druck aus, so kann der Mitnehmer *a b f* leicht fortgenommen werden.

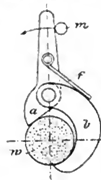


Fig. 304.

Der Angriffspunkt des Mitnehmerstiftes wandert im Kreise herum, so daß der Gegendruck, welchen die Spitze zu leisten hat, die Reihe aller winkelrecht zur Werkstücksachse liegenden Richtungen durchläuft. Es wird daher die Spindelspitze nacheinander in allen diesen Richtungen durchgebogen, wenn nur dieser Gegendruck auf sie wirkt, und das ist der Fall, sobald der Stichel in der Nähe der Reitstockspitze sich

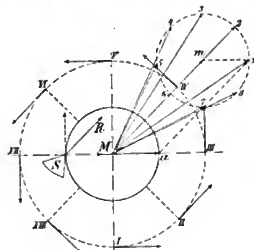


Fig. 305.

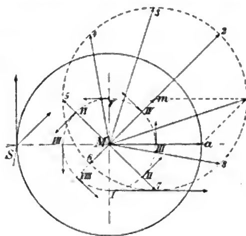


Fig. 306.

befindet, und das Eigengewicht des Werkstücks klein genug ist, um vernachlässigt werden zu können. Greift aber der Stichel *S*, Fig. 305,[3]) in der Nähe des Mitnehmers an, so macht sich dessen Widerstand *R* geltend, indem neben dem Druck des Mitnehmerstiftes auch noch dieser Druck *R* auf die Spitze wirkt. Es sei *R* nach Richtung und Größe = *Mm* und der vom Mitnehmer herrührende Druck, wenn der Mitnehmer in *I* sich befindet = *Ma*, dann erhält man als Mittel dieser beiden Kräfte nach Richtung und Größe

[1]) Hermann Fischer, Allgem. Grunds. und Mittel des mechan. Aufbereitens, Leipzig 1888, S. 581, D.R.P. 89006.
[2]) Vorige Quelle. S. 568.
[3]) Z. 1898, S. 610.

die Kraft *M1*, Indem man in gleicher Weise diese Mittelkräfte für die Mitnehmerlagen *II*, *III* bis *VIII* bestimmt, erhält man sie der Reihe nach zu *M2*, *M3* usw. bis *M8*, d. h. die Belastung der Spitze liegt ausschließlich nach einer Seite, wenn auch in der Richtung und Größe schwankend.

Für Fig. 305 war angenommen, daß der Mitnehmerstift an einem doppelt so großen Halbmesser angreife als der Stichel. Ist aber umgekehrt der Halbmesser, in welchem der Stichel arbeitet, doppelt so groß als der Halbmesser des Mitnehmerstiftes, so ergeben sich die Belastungen der beim Mitnehmer belegenen Spitze nach Fig. 306. *Mm* ist die Mittelkraft des Sticheldruckes, *Ma* der vom Mitnehmerstift herrührende Druck, wenn ersterer in *I* sich befindet, *M1* sonach die Mittelkraft dieser beiden Drücke nach Richtung und Größe. In gleicher Weise erhält man die Mittelkräfte *M2* usw. bis *M8* für die Lagen des Mitnehmerstiftes in *II* usw. bis *VIII*. Daraus ergibt sich, daß diese Mittelkraft in allen Richtungen der Bildfläche sich bewegt, die Spitze also zeitweise in der gerade entgegengesetzten Richtung beeinflußt.

Würde man zwei Mitnehmerstifte *e* (Fig. 307) in genau gleichem Abstand von der Achse der Spitzen angreifen lassen, so würde die Spitze überhaupt nicht von dem Druck des Mitnehmers beeinflußt werden, also nur

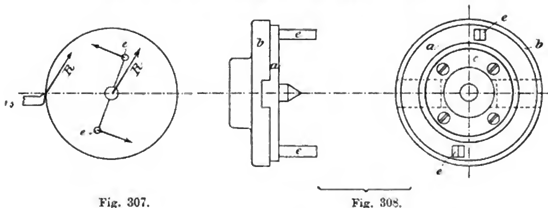


Fig. 307. Fig. 308.

den auf sie fallenden Teil des Sticheldrucks *R* und des Werkstückgewichts aufzunehmen haben. Es ist aber schwer zu erreichen, daß zwei an der Mitnehmerscheibe feste Stifte genau gleichförmig an den Mitnehmer, oder z. B. die Arme eines auf einem Dorn sitzenden Rades sich anlegen. Da nun bei der Bearbeitung von Werkstücken, welche auf einen Dorn gesteckt sind, solche Verhältnisse, wie Fig. 306 in Aussicht nimmt, häufig vorkommen, so sind Einrichtungen zweckmäßig, vermöge welcher die beiden Mitnehmerstifte *e* (Fig. 307) sich gleichmäßig anlegen, ihre Drücke selbsttätig ausgleichen; sie heißen selbstausgleichende Mitnehmer.[1]) Ich begnüge mich hier, einen derselben zu beschreiben. Es sitzen nach Fig. 308 die Mitnehmerstifte *e* nicht fest an der Mitnehmerscheibe *b*, sondern an einem Ringe *a*. Dieser Ring ist mit zwei Leisten behaftet, welche in eine Nut von *b* greifen und in dieser sich verschieben können. Diese Leisten springen nach innen über den Ring *a* hervor, so daß sie hier unter den an *b* festen Ring *c* greifen und durch diesen der Ring *a* am Herabfallen gehindert wird. Angenommen nun, der obere Stift *e* lege sich gegen den

[1]) Z. 1898, S. 610, mit Abb.

Mitnehmer oder das Werkstück, der untere Stift aber nicht, so würden beide Stifte *e* mit dem Ring *a* so lange sich gemeinsam verschieben, bis beide Stifte mit gleicher Kraft sich anlegen.

4. Befestigung der Werkstücke auf Dornen.

In erster Linie werden Werkstücke unter Vermittlung von Dornen zu dem Zwecke ein- oder aufgespannt, um Flächen zu bilden, die zur vorhandenen Bohrung gleichachsig sind. Man verfolgt aber gleichzeitig, in manchen Fällen sogar vorwiegend, den Zweck, das Werkstück unter den Bedingungen fertig zu stellen, unter welchen es bei seinem späteren Gebrauch eine genau richtige Gestalt haben soll.

Eine Riemenrolle z. B. soll, auf ihrer Welle befestigt, genau rund laufen. Dieses Ziel wird offenbar am einfachsten dadurch erzielt, daß man die Riemenrolle erst fertig dreht, nachdem sie auf ihrer Welle befestigt ist. Die Spannungsänderungen, welche durch Abnahme des wesentlichen Teiles der hinwegzuräumenden Späne eintreten, können sich alsdann bei den gleichen Umständen frei entfalten, welche demnächst das fertige Werkstück beeinflussen, so daß durch Abnahme des letzten dünnen Spanes von der auf ihrer Welle festsitzenden Riemrolle die denkbar genaueste Rundung erreicht wird.

Praktische Rücksichten verbieten meistens die reine Durchführung dieses Verfahrens; man setzt deshalb an Stelle der Welle eine andere, den Dorn, und befestigt das Werkstück auf diesem möglichst genau so, wie es später auf seiner Welle befestigt wird.

Der zuerst angeführte Zweck des Aufspannens mittels eines Dornes ist durch selbstausrichtende Dorne zu erreichen.[1]) Um z. B. die Außenseite der Nabe eines Hebels *W* (Fig. 45, S. 39) gleichachsig zu dessen Bohrung bearbeiten zu können, steckt man die Nabe, deren Endflächen winkelrecht zur Achse der Bohrung bearbeitet sind, auf den an der gut gelagerten Spindel *s* festen Kegel *a* und drückt einen verschiebbaren Kegel *b* mittels einer Mutter in das andere Ende der Bohrung.

Hochgradige Genauigkeit läßt sich jedoch durch derartige selbstausrichtende Dorne kaum erreichen. Wenn nicht eine andere demnächstige Befestigung des Werkstückes auf seiner Welle gegeben ist — die dann auch für die Befestigung auf dem Dorn angewendet werden muß — so wählt man feste Dorne. Es wird der Dorn genau walzenförmig gedreht, aber ein wenig dicker gemacht als die Weite der Werkstückbohrung beträgt, so daß der Dorn nur mit einiger Kraft in das Loch gedrückt werden kann. Man wird fragen: um wie viel muß der Dorn dicker sein als die Weite des Loches beträgt? Diese Frage ist nicht durch Nennung des Bruchteiles eines Millimeters, welcher den Unterschied bezeichnet, zu beantworten, vielmehr nur wie folgt: es soll einerseits die zwischen der Wandfläche auftretende Reibung genügen, um das Werkstück festzuhalten, anderseits aber der zwischen den Wandflächen auftretende Druck nicht so groß werden, daß für das Werkstück die Gefahr des Berstens eintritt. Die erste Grenze läßt sich ziemlich leicht beobachten: der Kraftaufwand für das Eindrücken des Dornes ist offenbar gleich der auftretenden Reibung, also gleich dem Wider-

[1]) Dingl. polyt. Journ. 1840, Bd. 77, S. 74; 1854, Bd. 134, S. 254; Polyt. Zentralbl. 1858, S. 618; 1873, S. 1152; The Engineer, Juli 1882, S. 65; Juli 1883, S. 35; Engineering, Juli 1884, S. 68; Revue générale, 1890, Bd. 4, S. 58; Dingl. polyt. Journ. 1892, Bd. 284, S. 283.

stand, der einer anderen versuchten Verschiebung entgegentritt. Wenn man daher den Dorn nicht durch Hammerschläge eintreibt — was auch aus anderen Gründen zu verwerfen ist — sondern durch ruhigen Druck in die Bohrung schiebt, so ist ohne Schwierigkeit der Widerstand schätzungsweise, nötigenfalls sogar genau zu beobachten.

Die andere Grenze wird nur durch Schätzung ermittelt werden können. Man löst die Frage praktisch so, daß man für das Eindrücken keinen erheblichen Überschuß über das Erforderliche zuläßt und bei schwächlichen Werkstücken in dieser Beziehung besonders vorsichtig verfährt. Freilich bedingt dieses Verfahren zuweilen ein Nachdrehen des Dornes und auch das Verwerfen eines zu dünn gewordenen Dornes.

Auf Grund einiger Beobachtungen kann ich angeben, daß die Reibung des Dornes in der Bohrung der zum Ein- bzw. demnächstigen Ausdrücken des Dornes erforderlichen Kraft in Kilogrammen bis hinauf zu 1,5 bis 3 mal Lochweite in Millimeter mal Berührungslänge in Millimeter getrieben wird, d. h. daß die Reibung für jedes Quadratmillimeter der sich berührenden Flächen bis zu 0,5 oder gar 1 kg beträgt.[1]) Man bewirkt das Eindrücken wie Ausdrücken des Dornes durch Wasserdruck-, Schrauben- oder Zahnstangenpressen. Erstere gestatten das Beobachten des tatsächlich ausgeübten Druckes am Manometer, bei den Schraubenpressen wird zuweilen eine Wage eingeschaltet, bei den Zahnstangenpressen,[2]) welche nur für kleinere Dorne gebräuchlich sind, beurteilt der Arbeiter den Druck nach dem Widerstand, welchen die Hand erfährt. Die Zahnstangenpressen bestehen nämlich meistens aus einer senkrecht geführten Zahnstange, in welche ein Zahnrad greift; die Welle des Zahnrades wird durch eine Handkurbel oder eine Ratsche mit Handhebel betätigt. Unter der Zahnstange befindet sich ein einstellbarer Tisch, auf welchen das Werkstück gelegt wird. Man stellt die Presse auf das Drehbankbett oder versieht sie mit einem höheren Ständer, so daß sie auf den Fußboden gestellt werden kann.[3])

5. Einrichtungen der Aufspannvorrichtungen, welche den Zweck haben, das Werkstück dem Werkzeug gegenüber in die geeignete Lage zu bringen.

Die gewöhnliche feste Aufspannplatte pflegt so angebracht zu sein, daß sie für die größten in Aussicht genommenen Werkstücke passend liegt. Kleinere Werkstücke müssen dann unter Vermittlung von Zwischenstücken in die geforderte Nähe zum Werkzeug gebracht werden. Hierzu dienen Aufspannblöcke, Aufspannwinkel u. dgl. Erstere sind etwa würfelförmige Hohlkörper, welche auf die Aufspannplatte festzuschrauben sind und an ihren freien Flächen Aufspannuten oder Aufspannlöcher enthalten. Aufspannwinkel haben nur zwei oder drei zueinander rechtwinklige ebene Flächen, von denen eine sich gegen die feste Aufspannplatte legt. Derartige Zwischenstücke werden behufs bequemen Einstellens auch aus mehreren Teilen gemacht.

Fig. 309 stellt einen so angebrachten Aufspannwinkel für eine Feilmaschine in zwei Ansichten dar. Die senkrechte Aufspannplatte *a* sitzt am Maschinengestell fest. An ihr ist eine zweite Platte *b* in wagrechter

[1]) Es möge hierbei bemerkt werden, daß Karmarsch die Reibung eines quer in Eichenholz geschlagenen Nagels zu 1,4 kg für 1 qmm der Berührungsfläche fand.

[2]) American Machinist, 6. Juni 1895.

[3]) Vgl. auch American Machinist, 19. April 1902, S. 501; 15 Nov. 1902, S. 1539, mit Abb.

Richtung zu verschieben und an ihr zu befestigen, endlich ist an ihr der eigentliche Aufspannwinkel *c* anzubringen, wenn man seiner überhaupt bedarf. Es wird mit dieser Einrichtung verhältnismäßig leicht die richtige Höhen- und Seitenlage des Werkstücks gewonnen. Verwandtes kommt auch bei Drehbänken vor, wenn man sie zeitweise für Fräsarbeiten verwenden will.[1])

Man verbindet den Winkel *c* (Fig. 309) mit der Platte *b* auch durch ein Gelenk, so daß den Aufspannflächen des Winkels bestimmte geneigte Lagen gegeben werden können. Fig. 310 zeigt beispielsweise derartiges,

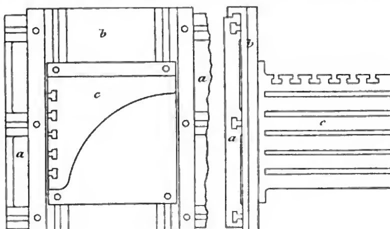


Fig. 309.

was für eine Fräs- oder eine Bohrmaschine gebraucht werden kann. *a* ist auf der gewöhnlichen Aufspannplatte befestigt, *b* mit *a* durch ein Gelenk und die Einstellschraube *c* verbunden. Die durch Fig. 311 abgebildete, für eine Bohrmaschine bestimmte Vorrichtung ist in reicher Weise einstellbar gemacht. Es ist die Aufspannplatte zunächst um den wagerechten Bolzen *b* drehbar; die unter *b* geschnitten angegebene Schraube dient zum Feststellen,

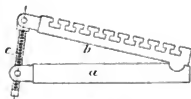


Fig. 310.

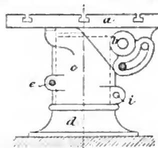


Fig. 311.

und ein Gradbogen ermöglicht die Schräglage von *a* abzulesen. Der Körper *c*, welcher *a* trägt, ist um einen senkrechten Zapfen des Fußstückes *d* drehbar, und ein Gradbogen gestattet das Ablesen des Maßes dieser Drehung. Damit letztere bequem und genau ausgeführt werden kann, sitzt an dem Zapfen von *d* ein — nicht sichtbares — Wurmrad, in welches ein in *i* gelagerter Wurm greift. *c* ist gespalten und kann mit Hilfe der Schraube *e* auf dem Zapfen von *d* festgeklemmt werden.

---

[1]) Dingl. polyt. Journ. 1874, Bd. 213, S. 113; Bd. 214, S. 190. Bayrisches Industrie- und Gewerbeblatt, 1896. S. 111.

Diese Einrichtung kann z. B. auch verwendet werden, um ein Werkstück mit Löchern zu versehen, die verschiedene aber bestimmte Richtungen haben sollen, und zwar ohne Umspannen des Werkstücks.

Denselben Zweck, nämlich Gewinnen einer anderen Lage des Werkstückes, ohne dieses umspannen zu müssen, verfolgt man bei Fräsarbeiten häufig mit dem Einspannen zwischen Spitzen. In Fig. 312 bezeichnet *a* die Aufspannplatte, auf welcher einerseits ein Reitstock *b*, anderseits eine Art Spindelstock *c* befestigt ist. An dem einen freien Ende der Spindel dieses Stockes befindet sich eine Mitnehmereinrichtung *e*, welche das Werkstück mit der Spindel verbindet, an dem anderen Ende sitzt ein Teilrad *f*. Ist z. B. zwischen den Spitzen dieser Vorrichtung mit Hilfe eines Dornes ein Werkstück befestigt, welches ein Zahnrad werden soll, so führt man den Fräser, dessen Querschnitt der Zahnlücke entspricht, an dem Werkstück entlang und wieder zurück, dreht Spindel und Mitnehmer *e* mittels des Teilrades um eine Zahnteilung und erzeugt die zweite Zahnlücke usf.

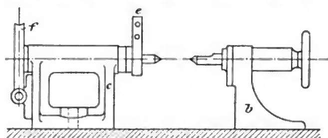


Fig. 312.

Man bildet den Spindelstock für derartige Zwecke auch nach Fig. 313 und 314 aus. Die Spindel *a* steckt in dem Körper *b* und wird dort durch

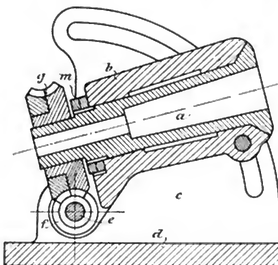


Fig. 313.

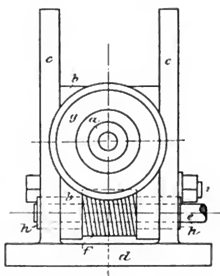


Fig. 314.

die Doppelringmutter *m* gehalten. An ihrem Schwanzende sitzt das Wurmrad *g*. Der Körper *b* ist um zwei in die festen Wände *c* gepreßte Ringe *h* drehbar; eine Schraube, welche durch bogenförmige Schlitze der Wände *c* gesteckt ist, hat den Zweck, *b* in der ihm gegebenen Lage festzuhalten. In den Ringen oder Büchsen *h* ist eine Welle *e* gelagert, auf welcher der zum Wurmrad *g* passende Wurm *f* befestigt ist. Es kann daher in jeder

Lage der Spindel *a* eine Drehung derselben mittels der Welle *e* stattfinden. *a* ist nun am Kopfende kegelförmig hohl, um eine Spitze mit Mitnehmer aufzunehmen, wenn man den Spindelstock, bei wagrechter Lage der Spindel *a* (Fig. 314), wie in Fig. 312 dargestellt, verwenden will. Die große kegelförmige Bohrung von *a* ist aber besonders zur unmittelbaren Aufnahme von Dornen eingerichtet, welche keiner Stützung durch eine zweite Spitze bedürfen. Es ist die Spindel in ganzer Länge durchbohrt, entweder behufs bequemen Ausstoßens des Dornes, oder auch um diesen sicherer zu befestigen, in der Weise, wie durch Fig. 237, S. 115 angegeben. Das auf dem in *a* steckenden Dorn festsitzende Werkstück läßt sich mit Hilfe dieser Vorrichtung der Fräserachse gegenüber in eine beliebige Neigung bringen und um seine eigene Achse drehen. Letzteres bewirkt man oft mittels der Hand und ruckweise, indem an *e* eine Einteilvorrichtung angebracht ist. Man nennt hiernach die Einrichtung Teilkopf. (Vgl. weiter unten Allgemeine Fräsmaschine von S. E. Reinecker.) Dreht man *e* unter Benutzung von Wechselrädern stetig, während der Fräser gegenüber dem Werkstück fortschreitet, so erzielt man eine Spirale. Wegen der Ähnlichkeit der Fig. 313 mit dem bekannten Geschütz nennt man diese Vorrichtung auch Haubitze. Sie wird in den Einzelheiten sehr verschiedenartig ausgebildet.[1])

6. Hebevorrichtungen für die Werkstücke.

Schwerere Werkstücke, welche von einem Arbeiter nicht bequem gehoben werden können, bedingen für das Aufspannen und auch das demnächstige Losnehmen die Heranziehung von Hilfsarbeitern. Hierdurch entstehen nicht selten beträchliche Zeitverluste. Man ist daher z. Z. bestrebt, die Werkzeugmaschinen mit geeigneten Hebevorrichtungen zu versehen, welche den die Maschine bedienenden Arbeiter befähigen, ohne solche Hilfsarbeiter das Werkstück aufzuheben und an der Maschine zu befestigen, sowie demnächst abzulegen. Die Hilfs- und Hofarbeiter haben alsdann nur die Aufgabe, die zu bearbeitenden Werkstücke rechtzeitig an eine Stelle zu legen, von welcher die Hebevorrichtung sie entnehmen kann, und die abgelegten bearbeiteten Werkstücke fortzuschaffen.

Die in Rede stehenden Hebevorrichtungen gehören zuweilen den allgemeinen Förderungsmitteln der Werkstatt (Laufkräne, Drehkräne, Hängebahnen usw.) an, bestehen auch zuweilen aus Flaschenzügen, welche an die Decke der Werkstatt gehängt sind, oder sind mit in die zugehörige Maschine gebaut. Das letztere Verfahren dürfte für mittelschwere Werkstücke im allgemeinen das beste sein, weil einerseits die ausschließlich der einen Maschine dienende Vorrichtung ihren Aufgaben am vollkommensten angepaßt werden kann, und anderseits der Einschluß der Hebevorrichtung in die Maschine meistens geringen Schwierigkeiten begegnet.

Es bestehen solche mit der Maschine verbundene Hebevorrichtungen meistens aus Drehkränen, auf deren wagerechtem Ausleger — nach Art der sogenannten Gießereikräne — eine mit Flaschenzug versehene Katze läuft. Je nach der Eigenart der Maschine und der Werkstücke kommen aber auch andere Vorrichtungen zur Verwendung.

Es möge hier schon darauf hingewiesen werden, daß das Anbringen

---

[1]) Z. 1892, S. 754, D.R.P. No. 73332: D.R.P. No. 76746. Dingl. polyt. Journ. 1896, Bd. 299, S. 276. Bayrisches Industrie- und Gewerbeblatt 1896, S. 109. Z. 1901, S. 479.

der Werkstücke auf wagrechte Aufspannplatten viel bequemer ist als auf senkrechte. Man kann die Werkstücke auf die wagrechten Platten legen und ihnen dort durch Verschieben die richtige Lage geben, während bei aufrechter Lage der Platten die Werkstücke von der Hebevorrichtung, oder — wenn eine solche nicht vorhanden ist — von der Hand so lange getragen werden müssen, bis die Befestigung erfolgt ist. Dieser Umstand entscheidet nicht selten bei Wahl der Bauart der Werkzeugmaschine.

IV. Mittel, welche die gegensätzlichen Bewegungen hervorbringen.

Zunächst sind zu unterscheiden: Bewegungen, welche einerseits Werkzeug und Werkstück bis zum Angriff einander nähern, also das Anstellen bewirken und demnächst voneinander entfernen, und Bewegungen, welche die eigentliche Arbeit als Schalt- oder Arbeitsbewegungen herbeiführen.

Erstere Bewegungen schließen sich so eng der Gesamtanordnung der einzelnen Maschine an, bzw. beeinflussen sie in dem Grade, daß es zweckmäßig erscheint, hier nur allgemeine Gesichtspunkte anzugeben, die weitere Erörterung, soweit solche nötig ist, aber in den Abschnitt über die Gesamtanordnungen der Maschinen zu verweisen.

Da die Zeit, welche für das Anstellen und Zurückziehen der Werkzeuge verwendet wird, als verlorene zu betrachten ist, so liegt der Wunsch nahe, sie nach Möglichkeit abzukürzen. Zu dem Zwecke verwendet man hierfür größere Geschwindigkeiten, als für das Schalten und Arbeiten zulässig sind. Diese größeren Geschwindigkeiten erfordern, wenn sie durch die Maschine hervorgebracht werden sollen, besondere Antriebe. Man begnügt sich deshalb in geeigneten Fällen mit dem Antrieb durch die Hand des Arbeiters, zumal dieser für das genaue Anstellen, für den Rest der Anstellungsbewegung kaum entbehrt werden kann.

Um das Anstellen nicht allein rasch, sondern auch genau genug zu bewirken, sind manche Hilfsvorrichtungen im Gebrauch. Dahin gehören längs der Wege angebrachte Maßstäbe, Gradeinteilungen und Anschläge. Sind die zum Verschieben der Schlitten dienenden Schrauben oder die Wurme und Wurmräder, die zum Drehen verwendet werden, genau genug, so versieht man die Schrauben und Wurme oft mit eingeteilten Kragen, um die Teildrehungen ablesen, also die Verschiebungen genauer erkennen zu können. Fig. 315 zeigt eine derartige Einrichtung für die Schlittenschraube *a*. Sie wird durch einen Bund und den nachstellbaren Deckel *b* an jeder Längsverschiebung gehindert. Der eingeteilte Kragen *c* steckt lose auf *a*, kann aber durch die gerändelte Mutter mit *a* verbunden werden. *z* bezeichnet einen an *b* festen Zeiger. Angenommen, die Ganghöhe der Schraube *a* betrage 6 mm und die Zahl der Teilungen an *c* 60, so bewirkt die Drehung von *a* um eine Teilung eine Verschiebung des Schlittens um $^1/_{10}$ mm. Um das Ablesen bequem zu machen, löst man die Mutter *d*, verdreht *c* bis der Zeiger auf 0 trifft und zieht dann die Mutter *d* an.

Bei dem Vergleichen der Lage von Teilstrichen schleichen sich leicht Ungenauigkeiten und Irrtümer ein. Dagegen ist das Begrenzen des Weges durch feste Anschläge genau und sicher. Wird eine und dieselbe Anstellung

mehrfach verlangt, so lohnt es sich, auf das genaue Einstellen der Anschläge einige Zeit zu verwenden, um dann die Stellung genau und rasch gewinnen zu können.

Die dem eigentlichen Arbeiten angehörigen Bewegungen lassen sich in Arbeits- und Schalt- oder Zuschiebungsbewegungen zerlegen.

Unter Arbeitsbewegung ist diejenige zu verstehen, welche in die Richtung des Hauptwegs, unter Schalt- oder Zuschiebungsbewegung diejenige, welche in die Richtung des Schaltwegs (vgl. S. 34) fällt.

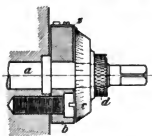


Fig. 315.

Beide unterscheiden sich im allgemeinen durch ihre Geschwindigkeit, indem die Schaltbewegung regelmäßig geringere Geschwindigkeit hat als die Arbeitsbewegung. Dieser Unterschied ist aber nicht so wesentlich, daß man hiernach die bewegenden Mittel ordnen könnte.

Für beide Bewegungen sind Zahnräder, Reibräder, Zahnstangen, Schrauben, Kurbeln und Riemen gebräuchlich. Es sind beide Bewegungen entweder stetig kreisend, oder im Bogen oder gerader Linie hin- und hergehend; nur die ruckweisen Bewegungen gehören ausschließlich der Schaltung an.

Daher sollen in dem Folgenden die Mittel für beide Bewegungen im ganzen gemeinsam behandelt werden unter gelegentlichem Hervorheben der besonderen Umstände, welche den Zweck der Bewegungen begleiten.

A. Stetiges Drehen.

1. Solange die betreffenden Teile ihre gegensätzliche Lage nicht ändern, sind die Mittel zum Übertragen der stetigen Drehung von denen, welche für diesen Zweck allgemein gebraucht werden, nicht verschieden. Es verdient jedoch besonders hervorgehoben zu werden, daß man bei Bewegungsübertragungen durch Zahnräder für Werkzeugmaschinen oft höhere Ansprüche hinsichtlich der Stoßfreiheit des Betriebes stellt als sonst. Solche ruhige Übertragung gewähren die Räder mit sog. Keil-, Pfeil- oder geknickten Zähnen, aber nur dann, wenn die Mittelebenen der Räder genau zusammenfallen. Wird dieser Vorbedingung nicht genügt, sei es infolge ungenauer Ausführung oder gelegentlich sich einstellender gegensätzlicher Verschiebung der Räder, so liefern die in Rede stehenden Räder einen unruhigeren Betrieb als gewöhnliche Zahnräder. Das veranlaßt nicht selten zur Anwendung einfach schräger, richtiger schraubenförmiger Zähne, obgleich diese einen nennenswerten Druck in der Achsenrichtung der Räder hervorbringen.

Der Wurmradbetrieb (Schraube ohne Ende) findet nicht allein Anwendung, solange es sich um bedeutende Geschwindigkeitsverminderungen handelt, sondern auch wegen seiner Eigenschaft — bei guter Ausführung — stoßfrei zu übertragen. Er dürfte für den Werkzeugmaschinenbau eine noch größere Einführung finden, wenn das Vorurteil, nach welchem der Wurmradbetrieb mit unverhältnismäßig großen Reibungsverlusten verknüpft sein soll, mehr und mehr als solches erkannt ist.[1])

[1]) Vgl. Versuche über die Nutzleistung der Wurmradbetriebe: Schweizerische Bauzeitung, Juli 1895, S. 16, mit Abb. Z. 1887, S. 451, mit Abb.; 1897, S. 936, S. 968, mit Abb.

Von mehreren Seiten ist der Betrieb mittels Globoidschraube empfohlen.[1]) Ich warne dringend vor deren Verwendung, weil der Antrieb dauernd ein unruhiger ist, was leicht erkannt wird, wenn man bedenkt, daß der Steigungswinkel der Globoidschraube von deren Mitte aus nach beiden Seiten hin abnimmt, während der Steigungswinkel der Radzähne sich nicht ändert.

Hyperboloidische Räder kommen — obgleich deren Anwendung häufig zweckmäßig sein würde — selten vor, wohl deshalb, weil nur wenige Techniker sie zu entwerfen gelernt haben. Man behilft sich, wenn die Achsen zweier Räder in einiger Entfernung voneinander sich überschneiden, mit einem Ersatzmittel, nämlich mit Rädern, welche schraubenförmig verlaufende oder einfach schrägliegende Zähne haben. Für geringe Kräfte sind solche verhältnismäßig leicht herzustellende Räder ausreichend.

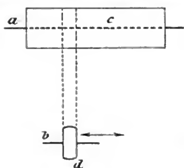


Fig. 316.

Der Betrieb durch Reibräder findet — wegen seiner geringen Nutzleistung — hauptsächlich nur dann statt, wenn größerer Wert auf bequemes Ändern des Übersetzungsverhältnisses gelegt wird. Anwendungsformen für diesen Zweck finden sich weiter unten angegeben.

2. Der Werkzeugmaschinenbau verlangt häufig die Bewegungsübertragung zwischen zwei Teilen, welche sich gegeneinander verschieben. Hierfür sind folgende Anordnungen brauchbar:

a. Die Wellen sind gleichlaufend, ihre Entfernung ändert sich nicht, aber sie verschieben sich gleichlaufend gegeneinander. Bei Riemenbetrieb pflegt man in diesem Falle die eine Welle *a* (Fig. 316) mit einer Trommel *c*, die andere Welle *b* mit einer gewöhnlichen Riemenrolle zu versehen. Findet die gegensätzliche Verschiebung zwischen *a* und *b* langsam genug statt, so genügt reichliche Wölbung der Rolle *d*, um den Riemen auf dieser zu erhalten; im anderen Falle muß zu diesem Zwecke ein Riemenführer angebracht werden. Für Räderbetrieb kann der gleiche Gedanke, welcher der angegebenen Anordnung zugrunde liegt, zur Anwendung kommen: man setzt auf *b* (Fig. 317) ein Rad *d* gewöhnlicher Breite, auf die Welle *a* dagegen ein langes Stirnrad *c*. Da jedoch in der Regel die gegensätzliche Lage von *c* zu *d* nicht derartig wechselt, daß die ganze Länge des Rades gleichförmig in Anspruch genommen wird und demgemäß sich einigermaßen gleichförmig abnutzt, so bringt das vorliegende Verfahren der Bewegungsübertragung nicht selten störende Unannehmlichkeiten mit sich. Man zieht deshalb meistens vor, den beiden Rädern *c* und *d* (Fig. 318) gleiche Breite zu geben, *d* auf *b* zu befestigen, aber *c* auf *a* verschiebbar anzuordnen — die Welle *a* ist z. B. in ganzer Länge mit einer Nut versehen,

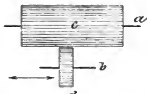


Fig. 317.

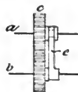


Fig. 318.

[1]) Reuleaux, Konstrukteur, IV. Aufl., S. 574. Z. 1893, S. 586; 1894, S. 567; 1896, S. 114, mit Abb.

in welche eine an *c* feste Leiste greift (vergl. S. 52), so daß *a* und *c* sich gemeinsam drehen — und mit einem Lager von *b* einen Arm *e* fest zu verbinden, welcher einen Hals des Rades *c* umgreift, so daß die gegensätzliche Lage von *c* und *d* unverändert bleibt. Das gleiche Verfahren wird zuweilen auch bei Riemenbetrieb angewendet.

Nicht selten wird der vorliegende Zweck auch durch Verbinden von weiter unten angeführten Mechanismen erreicht.

b. Die Wellen sind gleichlaufend, ihre Entfernung ändert sich nicht, auch gegensätzliches

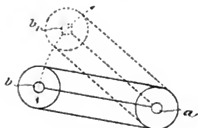


Fig. 319.

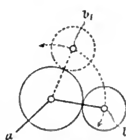


Fig. 320.

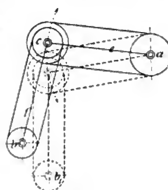


Fig. 321.

Verschieben in der Längenrichtung der Wellen kommt nicht vor. Es ändert sich aber die gegensätzliche Lage, d. h. es bewegt sich die eine Welle *b* in einem Kreisbogen um die andere Welle *a* (Fig. 319 und 320). Die Lösung der Aufgabe, den Betrieb von einer der Wellen zur anderen aufrecht zu erhalten, ist für Riemen- wie Räderbetrieb eine so einfache, daß der Hinweis auf die Figuren für deren Darstellung

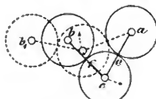


Fig. 322.

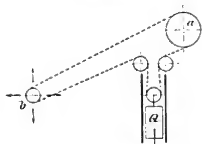


Fig. 324.

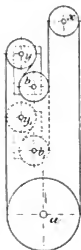


Fig. 323.

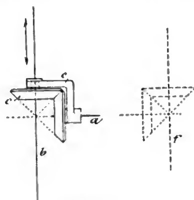


Fig. 325.

genügt. Es werden jedoch auch hierfür Verbindungen weiter unten angegebener Betriebe angewendet, namentlich, wenn bei größeren Wellenentfernungen Zahnräder als Betriebsmittel verlangt werden.

c. Eine der zueinander gleichlaufend bleibenden Wellen ändert ihre Lage gegenüber der andern, so daß der Abstand ein anderer wird. Fig. 321 zeigt eine Lösung der Aufgabe für Riemenantrieb. Die Drehbewegung soll von der Welle *a* auf die Welle *b* übertragen werden, obgleich letztere ihren Ort wechselt. Es ist zu diesem Zweck eine Hilfswelle *c* eingeschaltet,

deren Lager durch Lenker *e* bzw. *f* einerseits mit *a*, anderseits mit *b* so verbunden sind, daß weder der Abstand *a c* noch die Entfernung *b c* sich ändern können. Für Räderbetrieb ist nach Fig. 322 fast genau dieselbe Anordnung möglich. Für geradlinige Verschiebung der Welle *b* und Riemenbetrieb ist die durch Fig. 323 dargestellte Anordnung beliebt. Es ist die Lagerung der Welle *a* fest, ebenso diejenige der Leitrolle *x*; die Lagerung von *b* ist geradlinig verschiebbar und mit ihr die zweite Leitrolle *y* verbunden. Freier noch läßt sich der Abstand zwischen *a* und *b* ändern, wenn man — z. B. nach Fig. 324 — gewissermaßen einen Speicher für die zeitweise überflüssige Treibriemenlänge anordnet. Es ist der Riemen über Leitrollen gelegt, von denen eine das Gewicht *Q* trägt, welches in einem Kasten oder auch längs zweier Führungsstangen auf- und niedersteigt, je nachdem man *b* weiter von *a* entfernt oder erstere Welle der letzteren nähert. Wenn statt eines Riemens eine Treibschnur zur Anwendung kommt und die betreffenden Rollen mit genügend tiefen Rillen versehen sind, so läßt sich *b* auch in gewissem Grade gegen *a* schräg legen und in der Achsenrichtung verschieben; auch läßt sich das — dann entsprechend schwerere —

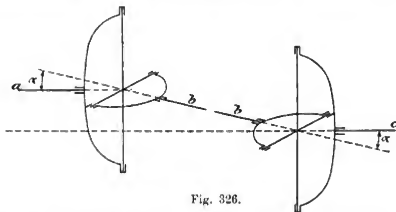


Fig. 326.

Gewicht Q an einen Flaschenzug hängen, so daß trotz kleinen Hubes von *Q* eine größere Verstellbarkeit von *b* vorliegt.

d. Die Achsen der Wellen schneiden sich. Dienen Kegelräder als Betriebsmittel, so ist eine Verschiebbarkeit der Welle *b* gegenüber *a* (Fig. 325) in der Längenrichtung der ersteren gegeben, wenn man *b* mit langer Nut versieht, in welche eine in der Nabe des Kegelrades *c* befestigte Leiste greift und die halsförmig eingedrehte Nabe des Rades *c* von einem Arm *e* umgreifen läßt, der an dem Lager der Welle *a* festsitzt. Es ist ferner *a* um *b* drehbar, wenn man die Lagerung von *a* um *b* oder von *b* um *a* drehbar macht.

e. Der Neigungswinkel, welchen die Achsen der Wellen *a* und *b* einschließen, ist zu ändern, wenn man die Drehung durch ein Kreuzgelenk (Hookesches Gelenk) überträgt. Da jedoch die Bewegungsübertragung durch das Kreuzgelenk ungleichförmig ist, so wird von ihm in der angegebenen Weise für Werkzeugmaschinen selten Gebrauch gemacht. Früher[1]) habe ich — meines Wissens zuerst — nachgewiesen, daß die Ungleichförmigkeit der Drehung, welche ein Kreuzgelenk verursacht, durch

[1]) Zeitschr. d. Arch.- und Ingen.-Vereins für Hannover 1866, S. 294.

ein zweites Kreuzgelenk aufgehoben wird, wenn folgende Bedingungen erfüllt werden: es müssen die Neigungswinkel der Achsen jedes Kreuzgelenks unter sich gleich sein und die Gelenkteile des einen Kreuzgelenks gegenüber dessen Neigungsebene gerade so liegen, wie die des anderen zu der diesem angehörigen Neigungsebene. Diese allgemeinen Bedingungen werden nun erfüllt, wenn die drei Wellen *a*, *b* und *c* (Fig. 326) in gemeinschaftlicher Ebene liegen, die beiden Winkel *α* irgendwelche Größe haben, aber unter sich gleich sind und die an *b* festen Bügel in gemeinsamer Ebene liegen.

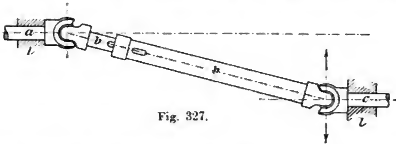


Fig. 327.

Es eignet sich ein solches Kreuzgelenkpaar sonach für die Bewegungsübertragung zwischen zwei zueinander gleichlaufend liegenden Wellen *a* und *c*, auch wenn deren Abstand veränderlich sein soll; es ist nur noch nötig, die Welle *b* so einzurichten, daß sie nach Bedarf sich verlängert oder

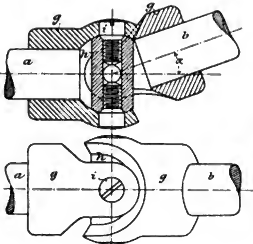


Fig. 328.

Fig. 329.

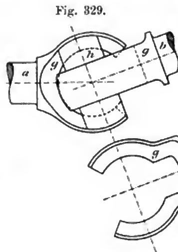
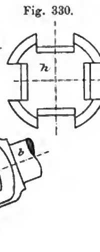


Fig. 330.



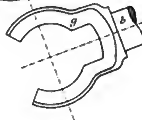


Fig. 331.

verkürzt. Letzteres ermöglicht eine Welle, die aus zwei sich nach Art der Fernrohrteile ineinander verschiebenden Hälften besteht; haben diese Wellen kreisrunden Querschnitt, so pflegt man sie durch einen Splint zu kuppeln, welcher in der einen Welle festsitzt, in einem längeren Schlitz der anderen Welle sich aber frei verschieben läßt. Die Zwischenwelle *b* (Fig. 327) wird nur durch die Kreuzgelenke gestützt, während die Wellen *a* und *c* hart an den Gelenken bei *ll* gelagert sind; die Welle *c* kann z. B. in den Richtungen der eingezeichneten beiden Pfeile sich verschieben, während die Lager von *a* ihren Ort nicht verlassen. Diese Bewegungsübertragung kommt fast nur für Schaltzwecke zur Verwendung. Fig. 328 zeigt ein zugehöriges Kreuzgelenk im Schnitt und in Ansicht. Es ist in die, auf *a* bzw. *b* festen

Gabeln *g* ein Herzstück *h* gelegt, welches die Gestalt eines Kugelausschnittes hat. Vier Schrauben *i* finden ihr Muttergewinde in dem Herzstück und sind so stark angezogen, daß ihre Köpfe als Zapfen dienen können. Einfacher ist die neuere Ausführungsform,[1]) welche Fig. 329 darstellt. Es greifen die Schenkel der Gabeln *g* ohne weiteres in Furchen des Mittelstücks *h*. Letzteres ist, wie Fig. 330 erkennen läßt, mit vier Furchen versehen, im übrigen durch eine Kugelfläche und zwei ebene Flächen begrenzt. Das Einbringen dieses Kuppelstücks in die erste Gabel *g* ist möglich, sobald die Mündungsweite der Gabel nicht geringer ist als die Dicke des Kuppelstückes. Um das in der ersten Gabel steckende Herzstück in die zweite bringen zu können, ist eine Vertiefung dieser zweiten Gabel — wie insbesondere Fig. 331 darstellt — nötig, in welche der eine Schenkel der ersten Gabel vorübergehend greifen kann. Außer manchen anderen Ausführungsformen begegnet man auch häufig der durch Fig. 332 dargestellten. Sie enthält statt des Zwischenstücks *h* (Fig. 328 und 229), eine mit

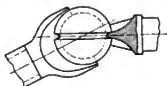


Fig. 332.

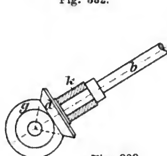


Fig. 333.

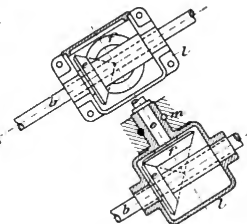


Fig. 334.

zwei Nuten versehene Kugel, in welche die gabelförmigen Enden der beiden Wellen greifen. Es ist hier nötig, daß die Gabeln gegen die Kugel gedrückt werden.

Gleichen Zwecken, wie vorliegende, dient die Anordnung, welche Fig. 333 und 334 darstellen: es soll die Welle *c* von der links unten belegenen Welle aus angetrieben werden, obgleich erstere Welle winkelrecht zu ihrer Länge beträchtliche Verschiebungen erleidet; es dreht nun das Kegelräderpaar *g d* zunächst die Zwischenwelle *b* und diese betätigt das Rad *e*, welches in das auf *c* festsitzende Rad *f* greift. Es muß nun, um den Eingriff der beiden Kegelräderpaare zu erhalten, die Welle *b* sowohl um die links unten liegende Achse als auch um die von *c* drehbar und in *d* oder *e* verschiebbar sein. Ersteres läßt sich dadurch erreichen, daß man z. B. einen am Lager *k* festen Arm die untere Welle in geeigneter Weise umgreifen läßt. An dem rechtsseitigen Ende der Fig. 333 und in Fig. 334 ist die Lagerung der Welle *b* als Schutzkasten ausgebildet. Es steckt der Kasten mit seinem hohlen Zapfen, der gleichzeitig das Lager von *c* bildet, drehbar im Maschinengestell *m*, das Kegelrad ruht mit seinen als Zapfen

[1]) D.R.P. No. 98554.

ausgebildeten Nabenenden in Lagern des Kastens *l* und greift mit an ihm fester Leiste in eine Nut der Welle *b*, so daß sich *b* in *e* verschieben kann, beide sich aber nur gemeinsam zu drehen vermögen. Diese Anordnung läßt noch zu, daß die untere Welle in ihrer Längenrichtung verschiebbar gemacht wird.

f. Die Wellen überschneiden sich in einigem Abstande, liegen windschief zueinander. Es läßt sich alsdann die Bewegung von einer auf die andere Welle *b*, *f* (Fig. 325) durch zwei Kegelradpaare und Hilfswelle übertragen.

Da die Wellen *b* und *f* winkelrecht zu der Hilfswelle *a* liegen, so lassen sie sich mit ihren Lagern um *a* drehen, d. h. es kann der Kreuzungswinkel der Wellen *b* und *f* beliebig geändert werden, ohne den Eingriff der Kegelradpaare zu stören; auch ist möglich, *b* und *f* gegenüber *a* in der Achsenrichtung der ersteren zu verschieben.

Wenn der Kreuzungswinkel der Wellen sich nicht ändern soll, so sind die hyberboloidischen Zahnräder für die Lösung vorliegender Aufgabe sehr geeignet, und wenn mit der Bewegungsübertragung gleichzeitig eine starke

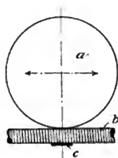


Fig. 335.

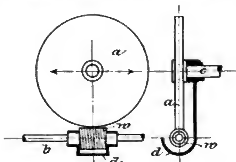


Fig. 336.

Geschwindigkeitsminderung erreicht werden soll, Schraube, bzw. Wurm mit Rad. Nach Fig. 335 ist die eine der Wellen, nämlich *b*, als Schraube ausgebildet, während die andere Welle das Wurmrad *a* trägt. Der Eingriff der Schraubengänge mit der Wurmradverzahnung wird offenbar nicht gestört, wenn man das Rad *a* nebst Welle gleichlaufend zur Achse von *b* so weit verschiebt, wie die Länge des Gewindes beträgt. Ist aber die Schraube ziemlich lang, so liegt die Gefahr vor, daß sie sich durchbiegend dem Rade *a* ausweicht, was verhütet werden kann durch ein Lager *c*, welches mit den Lagern, die zur Welle von *a* gehören, fest verbunden ist.

Teils weil die Herstellung einer langen Schraube teuer ist, teils weil letztere nicht gut in Schmierung gehalten werden kann, wird statt der langen Schraube eine kurze, auf der Welle *b* (Fig. 336) verschiebbare Schraube, der sog. Wurm *w* vorgezogen. Die Welle *b* ist in ganzer Länge mit einer Nut versehen, in welche eine an *w* feste Leiste greift, so daß sich *b* und *w* nur gemeinsam drehen können. Mit dem Lager der Welle *c*, auf welcher das Wurmrad *a* festsitzt, ist die Lagerung *d* des Wurmes fest verbunden, so daß *a* und *w* jederzeit die richtige gegensätzliche Lage behalten. *d* pflegt man zu einem Ölbehälter auszubilden, um den Wurm stetig schmieren zu können, und die hohlen Zapfen von *w* gestaltet man oft als Kammzapfen oder legt ihre Stirnflächen gegen Ball-Lager, damit

sie den oft großen, in die Achsenrichtung fallenden Druck sicher bzw. ohne zu große Reibungswiderstände aufnehmen können.

Der sog. halbgeschränkte Riemen (Fig. 337) eignet sich bekanntlich zur Bewegungsübertragung zwischen Wellen, welche sich in einigem Abstande der Achsen überschneiden. Es lassen sich bei diesem Betrieb die Wellen in ihren Achsenrichtungen verschieben, indem man die Riemenrollen — oder Schnurrollen — nach Art der Fig. 318 und 325, S. 152 und 153 in ihrer gegensätzlichen Lage festhält. Sobald die Wellen sich rechtwinklig überschneiden, zieht man meistens vor, die eine der Riemenrollen, z. B. *a* (Fig. 337), nach Fig. 316, S. 152, als lange Trommel auszubilden, so daß die andere Riemenrolle mit ihrer Welle *b* gleichlaufend zur Achse von *a* verschoben werden kann. Örtliche Verhältnisse fordern nicht selten das Einschalten von Leitrollen, z. B. nach Fig. 338. Es soll die Riemenrolle *b* mit Welle längs der Trommel *a* verschoben werden. Dann sind die Lager der beiden Leitrollen *r* mit der Lagerung von *b* fest verbunden.

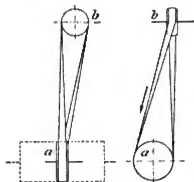


Fig. 337.

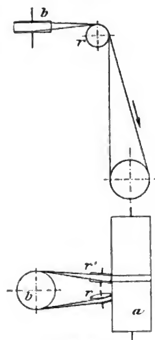


Fig. 338.

3. Die zur Änderung der Geschwindigkeit verfügbaren Mittel zerfallen in zwei Gruppen: die eine dieser Gruppen ändert die Geschwindigkeit stufenweise, die andere allmählich. Für die letztere sind nur Reibantriebe gebräuchlich, und zwar in folgenden Ausführungsformen. Nach Fig. 339 sitzt auf der einen der sich rechtwinklig kreuzenden Wellen eine ebene Scheibe *a* fest, auf der andern ist eine kurze Walze *b* verschiebbar, so daß der Halbmesser *R* des Kreises, in welchem die Mitte von *b* auf *a* rollt, zwischen seinem größten Wert und Null beliebig geändert werden kann. Der die Reibung erzeugende Druck *Q* belastet die Welle der walzenförmigen Rolle *b* einseitig. Das vermeidet die Ruppsche Anordnung (Fig. 340), nach welcher zwei ebene Scheiben *a* und a_1 von entgegengesetzten Seiten auf die walzenförmige, auf ihrer Welle verschiebbare Rolle *b* wirken. *b* rollt bei den durch Fig. 339 und 340 dargestellten Anordnungen nur in seiner Mittelebene gegenüber der ebenen Scheibe. Außer- und innerhalb dieser Mittelebene gesellt sich dem Rollen ein Gleiten, welches um so größer ausfällt, je weiter der betreffende Rollenteil von der mehr genannten Mittelebene entfernt liegt. Man würde dieses Gleiten durch kegelförmige Reibflächen, deren Spitzen im Kreuzungspunkte der Achsen liegen, vermeiden, damit aber auch die Regelbarkeit des Übersetzungsverhältnisses verlieren. Osgood hat[1]) nach Fig. 341 die Verjüngung der Kegel so gewählt, daß

[1]) Industries, Jan. 1897, S. 27, mit Abb.

sie dem mittleren Übersetzungsverhältnis entsprechen, für dieses also völliges Rollen erreicht, während für die anderen Übersetzungsverhältnisse das Gleiten wenigstens erheblich gemindert wird; er entlastet ferner die Achse der Scheibe *a* ohne weiteres, die der Scheiben c_1 und c_2 mittelbar von den in ihre Längenrichtung fallenden Drücken.

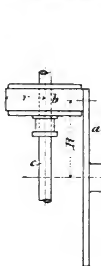


Fig. 339.

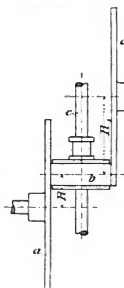


Fig. 340.

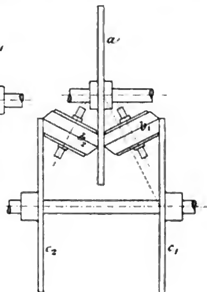


Fig. 341.

Holmes[1]) läßt gegen die ebene Scheibe *a* (Fig. 342) den Rand einer zweiten ebenen Scheibe *b* drücken und mindert hierdurch das Gleiten der Reibflächen.

Sellers überträgt die Bewegung von *a* nach *c* (Fig. 343) durch ein Scheibenpaar *b*, welches lose um einen Zapfen sich dreht. *a* und *c* sind mit schmalen Borten versehen, und die Scheiben *b* sind an ihren Innenflächen nach einem sehr stumpfen Kegel gestaltet, so daß die Berührung nur längs verhältnismäßig kleiner Flächen bei *x* und *y* stattfindet. Indem der Zapfen des Scheibenpaares *b* verschoben wird, ändern sich die Halbmesser r_1 und r_2 der Angriffsstellen, womit das Übersetzungsverhältnis ein anderes wird. Die in die Achsenrichtung fallenden Drücke werden so, wie bei der Osgoodschen Anordnung aufgehoben. Fig. 344 ist ein teilweiser Schnitt durch das Scheibenpaar *b* des Sellersschen Triebwerkes. Auf dem Zapfen *z* steckt lose eine Hülse mit einer festen und einer verschiebbaren Kugelfläche *d*, auf welchen die Scheiben *b* nachgiebig sitzen. Eine Feder *f* drückt die Scheiben zusammen.

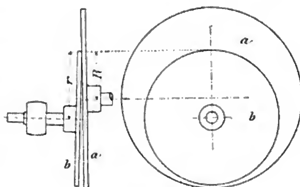


Fig. 342.

[1]) Z. 1894, S. 661, mit Abb.

Für Töpferscheiben ist schon seit vielen Jahren eine Anordnung im Gebrauch, welche Fig. 345 darstellt. Es ist die Lagerung des Drehkörpers *a* in verschiedene Schräglagen zu bringen, so daß der kleinste Durchmesser von *a* auf den größten von *b*, oder der größte Durchmesser von *a* auf den kleinsten von *b* usw. wirkt. Diese Beweglichkeit von *a* erschwert die Anwendung des Getriebes. Barnhurst und Evans[1]) vermeiden diesen Umstand, indem ersterer nach Fig. 346 eine verschiebbare Rolle *c*, Evans aber, nach Fig. 347, einen verschiebbaren Reifen *c* zwischen die beiden abgestumpften Kegel *a* und *b* legt.

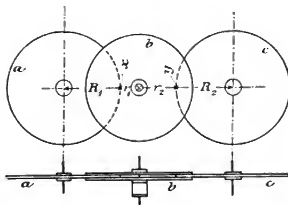


Fig. 343.

Man kann auch mittels Treibriemens die Bewegung von einem abgestumpften Kegel auf den andern bewirken und durch Verschieben des Riemens das Übersetzungsverhältnis ändern. Da jedoch der Riemen stets dem größeren Durchmesser der Kegel zustrebt, bedarf er fortwährender Führung und unterliegt deshalb starker Abnutzung. Im Werkzeugmaschinenbau kommt

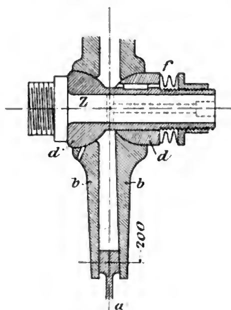


Fig. 344.

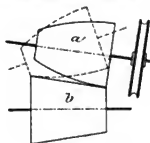


Fig. 345.

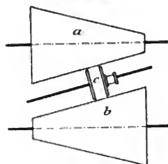


Fig. 346.

derartiger Riemenbetrieb fast gar nicht vor. Es werden auch die Rollendurchmesser geändert.[2])

Die Scheiben *a* in Fig. 339 bis 341 werden regelmäßig aus Gußeisen gefertigt, die Rollen *b* (Fig. 339 bis 341) aus Leder, Papier oder hartem

[1]) Z. 1893, S. 1251, mit Abb.
[2]) Z. 1903, S. 123, mit Abb.

Holz, welches zwischen zwei eiserne Endscheiben gepreßt ist. Bei der Holmesschen Anordnung ist *b* mit Leder überzogen. Die Sellersschen Scheiben bestehen aus Gußeisen, und bei Evans (Fig. 347) ist der Reifen *c* mit Leder überzogen.

Bis zu 4 m Umfangsgeschwindigkeit der Rolle *b* (Fig. 339) erhält man brauchbare Verhältnisse, wenn man die Länge der Rolle dem Achtel des Scheibendurchmessers gleich macht. Es läßt sich dann jedes Millimeter der Rollenlänge bis zu höchstens 0,8 kg Umfangskraft oder Reibung in Anspruch nehmen, wobei die Reibungswertziffer in der Nähe von 0,3 liegt, also der erforderliche Andruck Q (Fig. 339) für jedes Millimeter der Rollenlänge gegen 2,6 kg beträgt. Ein etwas größerer Andruck ist für kleinere Umfangsgeschwindigkeiten, als wie oben angegeben, vielleicht zulässig; bei größeren Geschwindigkeiten soll man sich mit weniger als 2,6 kg Andruck, bzw. 0,8 kg Umfangskraft für 1 mm Rollenlänge begnügen. Nach in der unten verzeichneten Quelle[1]) mitgeteilten Versuchen schwankte der Wirkungsgrad des durch Fig. 339 abgebildeten Antriebes, wenn die Rolle *b* sich in äußerster Lage befand, zwischen 0,52 und 0,77 und der Wirkungsgrad des

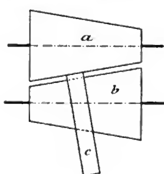


Fig. 347.

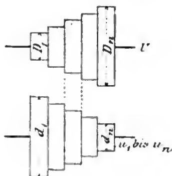


Fig. 348.

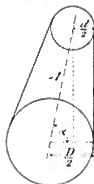


Fig. 349.

Sellersschen Vorgeleges (Fig. 343 und 344), zwischen 0,44 und 0,6, aus welchen Zahlen ungefähr auf die Wirkungsgrade der übrigen hier angegebenen Reibgetriebe geschlossen werden kann.

Man pflegt daher da, wo stufenweises Ändern der Geschwindigkeit ausreichend und ein größerer Wirkungsgrad von Wert ist, dieses vorzuziehen.

Es können z. B. die kegelförmigen Rollen *a* und *b* (Fig. 347) stufenförmig gemacht werden, so daß ein zwischengelegter Reifen *c*, oder ein ihn ersetzender Riemen frei läuft.[2])

Bei weitem gebräuchlicher ist für stufenweise Geschwindigkeitsänderungen der Antrieb durch Stufenrollen und Treibriemen oder Schnur. Eine Zahl von Rollen verschiedenen Durchmessers sitzt auf der einen Welle (Fig. 348) und befindet sich einer ebensogroßen Zahl auf der zweiten Welle befindlicher Rollen gegenüber. Man nennt jede Gruppe der Rollen **eine Stufenrolle** (fälschlich Stufenscheibe). Man legt, um die Übersetzung zu ändern, den Treibriemen von einem einander gegenüberliegenden Stufenpaar auf ein anderes. Das ist in kurzer Zeit nur auszuführen, wenn die Treibriemenlänge unverändert bleiben kann. Bei gekreuzten Riemen wird

[1]) Z. 1897, S. 1362, mit Abb.
[2]) Z. 1901, S. 548.

dieser Forderung ohne weiteres genügt, wenn die Durchmessersumme der Rollenpaare immer dieselbe, oder:

$$d_1 + D_1 = d_2 + D_2 = \ldots\ldots = d_n + D_n \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (39)$$

ist. Offene Riemen haben (nach Fig. 349) die Länge:

$$\mathfrak{L} = D(\pi - \alpha) + d\,\alpha + \sqrt{4\,A^2 - (D - d)^2}; \quad . \quad . \quad . \quad (40)$$

es sind sonach die Bedingungen, unter welchen verschiedene Übersetzungsverhältnisse D/d ein und dieselbe Riemenlänge $\mathfrak{L}$ bedürfen, nicht so einfach wie bei den gekreuzten Riemen. Wenn jedoch A im Verhältnis zu D und d groß ist, etwa das Vierfache des größten Rollendurchmessers beträgt, so genügt für gewöhnlich vorkommende Übersetzungen auch für offene Riemen Gleichheit der Durchmessersummen jedes Rollenpaares.

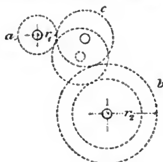


Fig. 350.

Das Umlegen des Riemens geschieht mittels der Hand, zuweilen unter Zuhilfenahme mechanischer Mittel,[1]) es verursacht immer Zeitverluste. Um diese zu mindern, ist vorgeschlagen,[2]) über jedes Stufenpaar einen Riemen schlaff aufzulegen und denjenigen, welcher arbeiten soll, durch eine Rolle anzuspannen.

Wenn der Übersetzungsgrad der verschiedenen Geschwindigkeiten ein ganz bestimmter sein soll, sind ausschließlich Zahnräder brauchbar. Man bedient sich zur Änderung der Geschwindigkeiten der sogenannten Wechselräder, d. h. Räder, die ausgewechselt oder durch solche anderer Größe ersetzt werden.

Fig. 350 zeigt eine derartige Einrichtung. Rad a betreibt das Rad b in dem Übersetzungsverhältnis $\frac{r_1}{r_2}$. Soll dieses ein anderes werden, so ersetzt man a oder b durch ein größeres oder kleineres Rad. Da aber die Wellen der Räder a und b eine feste gegensätzliche Lage haben, so muß ein Zwischenrad c den wechselnden Raum zwischen den Rädern a und b ausfüllen. Dieses Zwischenrad dreht sich lose um einen Zapfen, der so zu befestigen ist, daß man ihm bequem den richtigen Ort geben kann.

In stärkerem Grade als durch die vorliegende Einrichtung läßt sich das Übersetzungsverhältnis ändern, wenn man (nach Fig. 351) a in d und c in b greifen läßt, wobei c und d miteinander fest verbunden sind, aber sich lose um einen einstellbaren Zapfen drehen. Es beträgt die Übersetzung: $\frac{r_1}{r_4} \cdot \frac{r_3}{r_2}$, wenn r_2 der Halbmesser von b ist; ersetzt man also c und d durch Räder, deren Halbmesser im entgegengesetzten Sinne von den bisherigen abweichen, so wird z. B. gleichzeitig der Zähler des Übersetzungsverhältnisses kleiner und der Nenner größer. Es kann aber auch b oder a ausgewechselt werden.

Zum Befestigen des stellbaren Zapfens pflegt man bei der Anordnung, welche Fig. 350 zeigt, wie bei der durch Fig. 351 dargestellten, den Pferdekopf oder das Stelleisen e (Fig. 351) zu benutzen. Es ist das eine Platte

---

[1]) Bamag, D.R.P. 114372 u 145494. Z. 1904, S. 61, mit Abb. Z. f. W., 5. Okt. 1901, S. 2, mit Schaubild.

[2]) American Machinist, Aug. 1902, S. 1019.

mit mehreren zur Aufnahme des Zapfens geeigneten Schlitzen, welche man um einen Vorsprung des Lagers *m* sich drehen und mittels in bogenförmigen Schlitzen steckender Schrauben festhalten läßt.

Diese Wechselräderanordnungen gestatten, weitgehende Änderungen in der Übersetzung vorzunehmen, wenn man eine entsprechend große Zahl von Rädern vorrätig hat; sie sind auch für eine Übersetzung, die ursprünglich nicht vorgesehen war, zu gebrauchen, indem man nur nötig hat, ein neues, passendes Rad zu beschaffen. Aber das Auswechseln der Räder ist zeitraubend. Es gibt zahlreiche Fälle, in denen man mit wenigen Geschwindigkeitsstufen auskommt. In diesen Fällen erscheint es zweckmäßig, die wenigen erforderlichen Räder handlich unterzubringen. Die Springfield Mach. Tool Co. legt z. B. zu diesem Zweck acht Wechselräder in eine Dose, die so um ihre Achse drehbar sind, daß man unter sehr geringem Zeitaufwand das eine oder andere der Räder einschalten kann[1]) und Bilgram ordnet die Räder in einer ähnlichen Trommel so, daß — durch sie allein — 15 verschiedene Geschwindigkeiten gewonnen werden können.[2])

Man verwendet ferner stufenförmig aneinander gereihte Räder (Fig. 352). Es kann hier selbstverständlich nur eins der Stufenräder aus miteinander fest verbundenen Rädern bestehen, die Räder des anderen, von denen zurzeit nur eins mit der betreffenden Welle gekuppelt wird, müssen voneinander unabhängig sich drehen können.[3]) Diese Kupplung kann nun (nach Fig. 353) durch einen verschiebbaren Splint *i* stattfinden, der in einer Stange *a* steckt und durch Schlitze der hohlen Welle *b* nach außen hervorragt, um in Kerben der betreffenden Radnabe zu greifen. Durch Verschieben der Stange *a* wird so ohne weiteres das eine oder andere Rad mit der Welle gekuppelt, während die übrigen Räder sich frei zu drehen vermögen.

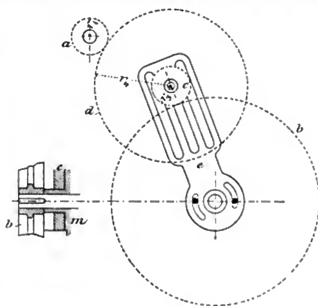


Fig. 351.

Allein, man muß die bisherige Kupplung erst völlig lösen, bevor der Splint in die Kerben der folgenden Radnabe tritt, d. h. man muß die Lagerflächen der Nabenbohrungen so weit verkürzen, daß zwischen den benachbarten ein ringförmiger Raum frei bleibt, in welchem der Splint sich frei bewegen kann. Dadurch wird die Führung der Räder auf der Welle *b* unsicher, nach einiger Abnutzung schwanken sie in erheblichem Grade. Das verhütet man wohl durch Unterstützen der Nabenaußenflächen durch Lager in dünnen Platten *c*; zwischen den Rädern werden, um den Platten Raum

[1]) American Machinist, Aug. 1901, S. 918.
[2]) American Machinist, Febr. 1902, S. 114.
[3]) Z. 1891, S. 275, mit Abb.

zu gewähren, Spielräume gelassen. Vor Jahren habe ich die Lösung der vorliegenden Aufgabe angegeben, welche Fig. 354 darstellt. Jedes Rad hat seinen eigenen Splint *i*, welcher nur in der Richtung des Durchmessers verschiebbar ist. Die hohle Welle *b* wird daher nicht durch lange Schlitze geschwächt, sondern enthält nur Löcher, in denen die Splinte verschoben werden können. Die Radnabenbohrungen legen sich in ganzer Länge an die Welle *b*, ihre Fläche ist nur durch einige zur Aufnahme der Splintenden geeignete Löcher unterbrochen. Die Verschiebung der Splinte findet nun durch die aus zwei Teilen zusammengesetzte Stange *a* statt, indem in die ebenen Flächen der Stangenhälften Nuten geschnitten sind, in welche

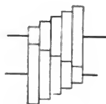


Fig. 352.

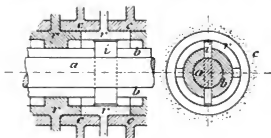


Fig. 353.

an *i* sitzende Zapfen greifen. Diese Nuten, welche im übrigen gerade sind, haben an einer Stelle eine Krümmung, die groß genug ist, um den Splint in die Radnabe zu schieben, während die geraden Nutenstrecken die übrigen Splinte zurückhalten.

Die aus der Welle *b* (Fig. 354 und 355) nach außen hervorragende Stange *a* bietet die Gelegenheit, den richtigen Ort für sie rasch zu finden, indem man hier Marken anbringt, welche erkennen lassen, welches Räderpaar gekuppelt ist.

Von den zahlreichen bekannt gewordenen Lösungen der Aufgabe: je eins der Räder mit seiner Welle zu kuppeln, seien noch die folgenden

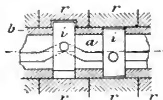


Fig. 354.

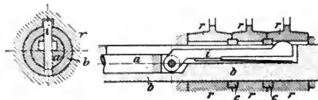


Fig. 355.

erwähnt. Bei den durch Fig. 353 und 354 abgebildeten Kupplungsmitteln muß man, nachdem entkuppelt ist, mit dem Weiterverschieben des Kuppelteiles warten, bis ein Schlitz des zu kuppelnden Rades geeignet liegt. Das ist lästig und zeitraubend. Conradson[1]) verwendet ähnliche Riegel, wie die in Fig. 354 mit *i* bezeichneten, läßt sie aber durch Federn nach außen drücken, so daß das volle Verschieben ohne Unterbrechung möglich ist; das Einschnappen des Riegels erfolgt selbsttätig, sobald eine Lücke in der Nabe des zu kuppelnden Rades dem Riegel gegenüber anlangt. Die Elsässische Maschinenfabrik in Gravenstaden[2]) verwendet eine Art Klinke *i*

[1]) Uhlands Techn. Rundschau 1902, No. 1, S. 4.
[2]) Z. 1900, S. 1275.

(Fig. 355), welche zu gleichem Zweck durch eine Feder nach außen gedrückt wird. Die Klinke *i* ist der Stange *a* angelenkt und diese steckt verschiebbar in der hohlen Welle *b*. Zwischen je zweien der Räder *r* sitzt ein Ring *c* fest, welcher einerseits die Räder *r* in ihrer Lage erhält, anderseits bei dem Verschieben von *a* die Klinke *i* ausrückt.

Bei den bisher beschriebenen Einrichtungen drehen sich stets sämtliche Räder. Das wird bei einigen neueren Einrichtungen[1]) vermieden. Es liegt das Stufenrad mit festen Rädern über demjenigen, dessen Räder einzeln ein- und ausgerückt werden. Die letzteren ruhen, soweit sie nicht eingerückt sind, mit ihren Naben auf den Platten *c* (Fig. 356), während das eingerückte Rad auf dem verschiebbaren Körper *a* sitzt und durch diesen so hoch gehalten wird, daß das Rad in das ihm gegenüberliegende eingreift. *a* kann sich wegen einer Leiste, welche in eine lange Nut der Welle *b* greift, nur mit dieser drehen und das auf *a* sitzende Rad wird mit diesem durch die nachgiebige Klinke *i* gekuppelt. Verschiebt man *a* auf der Welle *b*, so wird die Klinke *i* niedergedrückt und dann das folgende Rad *r* durch das kegelförmige Ende *a* gehoben, während das bisher gekuppelte Rad niederfällt. Sobald die Klinke vor eine Lücke der Nabenbohrung kommt, schnappt sie hier ein und kuppelt das gehobene Rad mit der Welle *b*. *a* ist durch einen einfachen Wirbel mit der nicht drehbaren Röhre *d* verbunden und diese ist mit einer Verzahnung versehen, in welche das zum Verschieben von *a* dienende Zahnrad *e* greift.

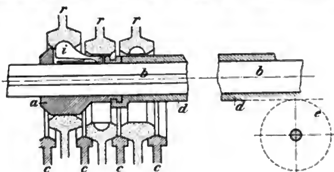


Fig. 356.

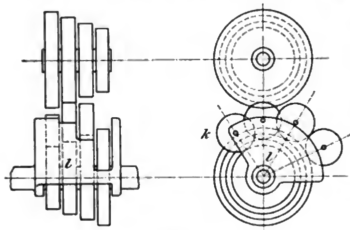


Fig. 357.

Beachtenswert dürfte die von der bisherigen abweichende Stufenradanordnung von G. Richards & Co.,[2]) welche Fig. 357 schematisch darstellt, sein. Die einzelnen Räder sitzen auf beiden Wellen fest und die Wellen sind so weit voneinander gelegt, daß kein Räderpaar im Eingriff steht: es sind vielmehr für die Bewegungsübertragung besondere Zwischenräder *k* angebracht. Diese sind an einem Körper *l* frei drehbar gelagert, welcher

[1]) American Machinist, April 1902, S. 415; Sept. 1902, S. 1188.
[2]) American Machinist, Juni 1902, S. 788.

um die Achse des einen Stufenrades geschwenkt werden kann, auch sind die Zwischenräder *k* stufenförmig angeordnet, so daß nur eins mit dem zugehörigen Räderpaar in Eingriff gebracht werden kann. Es findet also die Steuerung lediglich durch Schwenken des Körpers *l* statt.

Es lassen sich (nach Fig. 350 S. 162) verschiedene Übersetzungen dadurch gewinnen, daß auf der einen Welle ein einziges Rad, auf der anderen verschiedene der Räder verwendet werden, wenn ähnlich wie bei Richards ein stellbares Zwischenrad die wechselnden Abstände der Räder ausfüllt. Das hat Norton[1]) in folgender Weise handlich gemacht. Auf einer Welle *b* (Fig. 358) sitzen verschiedene Räder in staffelförmiger Anordnung fest, auf der anderen Welle *a* steckt nur ein Rad, und zwar so, daß es an der Welle verschiebbar ist, aber sich mit ihr drehen muß. Man verschiebt behufs Änderns der Übersetzung das auf *a* steckende Rad so,

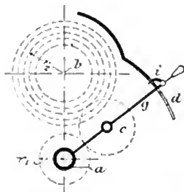


Fig. 358.

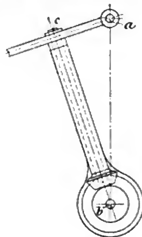


Fig. 359.

daß es demjenigen Rade auf *b* gegenüber kommt, mit welchem die verlangte Übersetzung $\frac{r_1}{r_2}$ erzielt wird, und benutzt ein Zwischenrad *c* zum Ausfüllen des zwischen den beiden einander gegenüberliegenden Rädern befindlichen Raumes. Damit diese Zustellung rasch und richtig gewonnen werden kann, ist *c* in einer Gabel *g* gelagert, welche einerseits *a* und das verschiebbare Rad umgreift, anderseits in einen Schlitz der Stellplatte *d* sich legt. An *g* sitzt eine Klinke *i*, die in Löcher der Stellplatte *d* greift und dadurch *g* in der ihr gegebenen Lage festhält; neben den Löchern sind Zahlen angebracht, welche die zugehörige Übersetzung erkennen lassen. Schumacher & Boyes Anordnung[2]) ist der Nortonschen nahe verwandt.

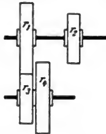
Es gehört hierher auch das Vorgelege der Fosdick & Halloway Mach. Tool Co.[3]) und dasjenige von G. Haertel.[4])

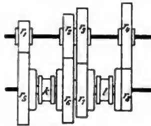
Es mag noch der v. Pittlerschen Anordnung[5]) (Fig. 359) gedacht werden. Auf *a* steckt ein auswechselbarer Wurm, auf der Zwischenwelle *c* ein auswechselbares Wurmrad. Die Drehungen von *c* werden durch ein

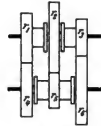
[1]) Z. 1892, S. 1286, mit Abb.
[2]) American Machinist, Nov. 1901, S. 1230.
[3]) Z. f. W., Dez. 1901, S. 104.
[4]) D.R.P. 138814.
[5]) Z. 1891, S. 1315, mit Ab.; 1897, S. 992, mit Abb.

Kegelradpaar auf *b* übertragen, so daß möglich wird, der um *a* drehbaren Lagerung von *c* eine der Größe des Wurmrades angemessene Schräglage zu geben.

Eine Reihe anderer, der Geschwindigkeitsänderung dienender Rädervorgelege läßt sich in die zwei Gruppen bringen: entweder liegt die getriebene Achse außerhalb der treibenden oder beide Achsen fallen zusammen.

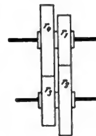

Fig. 360.


Fig. 361.


Fig. 362.

Die erstere Gruppe kennzeichnet Fig. 360, r_1 und r_2 sitzen auf ihrer Welle fest, r_3 und r_4 sind auf ihrer Welle verschiebbar. Es stehen demnach die Übersetzungen $\frac{r_1}{r_3}$ und $\frac{r_2}{r_4}$ zur Verfügung. Norris[1]) erzielt auf diesem Wege mittels der durch Fig. 361 angedeuteten Einrichtung vier verschiedene Übersetzungen. Auf einer der Wellen sitzen die vier Räder r_1 bis r_4 fest, auf der andern Welle die vier stets in erstere greifenden Räder r_5 bis r_8 frei drehbar. Letztere sind mittels der Kuppelstücke *k* und *l* mit ihrer Welle zu verbinden. Um einen Fehlgriff bei diesem Kuppeln und Endkuppeln zu verhüten, ist die Hebelanordnung so getroffen, daß das eine Kuppelstück nur betätigt werden kann, wenn das andere sich in Mittelstellung befindet.[2]) Ruppert[3]) erreicht vier verschiedene Übersetzungen mittels sechs Räder. r_1 (Fig. 362) und r_6 sitzen auf ihren Wellen fest, die übrigen Räder sind zunächst frei drehbar. Man kuppelt r_1 mit r_2 und r_5 mit r_6 und erhält die Übersetzung $\frac{r_2}{r_5} \cdot \frac{r_3}{r_3}$, oder r_4 mit r_5 und r_5 mit r_6, was $\frac{r_1}{r_4} \cdot \frac{r_6}{r_3}$ ergibt, oder r_1 mit r_2 und r_3, so bleibt die Geschwindigkeit unverändert, oder endlich r_4 mit r_5, r_2 mit r_3, wobei $\frac{r_1}{r_4} \cdot \frac{r_5}{r_4}$ entsteht.[4])

Die zweite Gruppe kennzeichnet zunächst Fig. 363. r_4 sitzt auf seiner Welle fest, r_1 dagegen lose drehbar; letzteres kann mit der Welle gekuppelt werden. r_2 und r_3 sitzen auf einer Vorgelegewelle und können sich nur gemeinsam drehen. Kuppelt man r_1 mit seiner Welle und schaltet das Vorgelege aus, so dreht sich r_4 so wie r_1, läßt man aber das lose r_1 durch das Vorgelege auf r_4 wirken, so erhält man die Übersetzung $\frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{r_3}{r_4}$. Hiernach ist das gebräuchlichste Vorgelege, welches Fig. 364 darstellt, durchgebildet. Man


Fig. 363.

[1]) American Machinist, Nov. 1901, S. 1177.
[2]) Vgl. auch Z. 1904, S. 418, mit Abb.
[3]) D.R.P. No. 122824.
[4]) Vgl. auch Z. 1904, S. 418, mit Abb.

nennt es doppeltes Rädervorgelege. Statt dessen kann man nach Fig. 365 dem Deckenvorgelege *a* zwei verschiedene Geschwindigkeiten geben. Es läßt sich leicht erkennen, daß ein drittes ausrückbares Räderpaar hinzugefügt werden kann, um durch die Räder drei verschiedene Geschwindigkeiten zu erzielen. Hierfür finden sich weiter unten Beispiele, so daß es an diesem

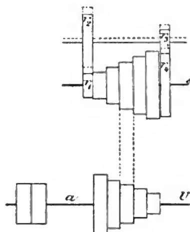


Fig. 364.

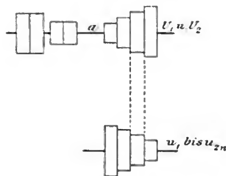


Fig. 365.

Ort genügt, ein Beispiel anzuführen. Fig. 366 zeigt das **Wohlenbergsche** Vorgelege. r_1, r_2, r_3, r_4 bilden das gewöhnlich doppelte Vorgelege, solange r_6 und r_7 ausgerückt sind. Die hohle Welle *a b*, auf welcher r_2 und r_8 sitzen, ist quer geteilt, aber zunächst sind beide Teile durch eine Kupplung vereinigt. Löst man diese Kupplung und rückt r_8 und r_7 ein, so entsteht die Übersetzung $\frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{r_5}{r_6} \cdot \frac{r_7}{r_4}$.

Zu dieser Gruppe gehören die **gedeckten Vorgelege** (Internal gearings).

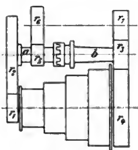


Fig. 366.

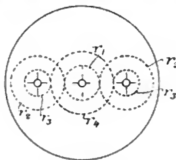


Fig. 367.

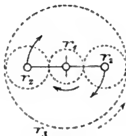


Fig. 368.

Nach Fig. 367 dreht sich r_1 zunächst lose um seine Welle, r_2 und r_3 sind miteinander verbunden und drehen sich gemeinsam um feste Bolzen, r_4 sitzt fest auf der Welle. Das liefert die Übersetzung $\frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{r_3}{r_4}$. Kuppelt man aber die Drehbolzen von r_2 und r_3 mit der Welle, so fällt diese Übersetzung fort.

Bedeutsamer sind die Übersetzungen nach Fig. 368 bis 370. Es dreht sich zunächst r_1 lose um seine Welle, während die Achsen der Zwischen-

räder mit der Rolle fest verbunden sind und r_3 festliegt. Durch Loslassen von r_3 und Kuppeln der Zwischenradachsen mit r_1 erreicht man für r_3 die Umdrehungszahl von r_1. Wegen der Berechnung des Übersetzungsverhältnisses folgt weiter unten das Nötige.

Es werden die hier erörterten Mittel zum Ändern der Geschwindigkeit für sich verwendet, vielfach aber zusammengesetzt, um weitgehende Geschwindigkeitsänderung, insbesondere auf viele Geschwindigkeitsstufen zu erhalten.[1]) Über für den vorliegenden Zweck gebräuchliche Ausrückmittel führe ich noch folgendes an.

Die Verbindung des großen Rades r_4 (Fig. 364) mit der benachbarten Stufenrolle findet beispielsweise nach Fig. 371 statt. Es bezeichnet *a* einen

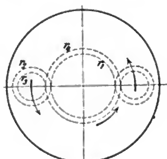


Fig. 369.

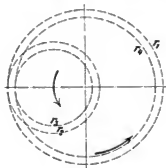


Fig. 370.

Teil der Stufenrolle, *b* deren Boden und r_4 das auf der Welle feste Rad. An *b* ragt ein Ring *c* hervor, welcher mit einer oder mehreren zur Aufnahme des viereckigen Kopfes der Schraube *i* geeigneten Unterbrechungen versehen ist. *i* steckt in einem Schlitz des Rades r_4. Befindet sich *i* in der durch ausgezogene Linien gezeichneten Lage, so dient ihr Kopf als Mitnehmer,

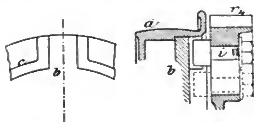


Fig. 371.

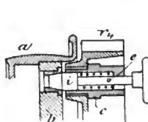


Fig. 372.

bringt man aber *i* in die Lage, welche durch gestrichelte Linien angegeben ist, so können *a* und r_4 sich unabhängig voneinander drehen. Das Bedienen dieser Kupplung nimmt einige Zeit in Anspruch; rascher ist der vorliegende Zweck durch die in Fig. 372 abgebildete Kupplung zu erreichen. *a*, *b* und r_4 haben dieselbe Bedeutung wie vorhin, *i* ist ein runder Riegel, welcher durch eine in der Büchse *c* liegende Schraubenfeder in ein Loch der Bodenscheibe *b* gedrückt wird. Soll die Kupplung gelöst werden, so wird *i* zurückgezogen und ein wenig gedreht. Dabei legt sich der in *i* feste Stift *e* gegen die freie Endfläche der Büchse *c* und hindert das eigenmächtige Vor-

[1]) Vgl. Z. 1900, S. 1087, 1273, 1546, 1615, 1626; 1901, S. 83, 161, 301; 1902, S. 1705, 1706; 1903, S. 238, 240, 417; 1904, S. 418—424, sämtl. mit Abb. American Machinist, Nov. 1901, S. 1177, 1230; Sept. 1902, S. 1188; Nov. 1903, S. 1481, sämtl. mit Abb.

schnellen des Riegels. Zum Kuppeln von *a* und r_4 ist nur nötig, den Riegel *i* so zu drehen, daß sein Stift in die Büchse *c* schlüpfen kann, und ihn dann einem der in *b* befindlichen Löcher gegenüber zu bringen. Eine ähnliche Riegelkupplung ist in der Quelle[1]) beschrieben. Man verwendet auch Reibkupplungen[2]) und Bolzenkupplungen, bei denen die Ringe oder Bolzen durch einen Hebel verschoben werden, der gleichzeitig ein anderes Rad aus- oder einrückt.[3])

Gebräuchliche Mittel zum Ein- und Ausrücken der Vorgelege sind folgende: Die Lager der Vorgelegewelle *k* (Fig. 373) sind außen vierkantig und in Schlitzen des Maschinengestells *m* um etwas mehr, als die Radzahnlänge beträgt, verschiebbar. Ein Klötzchen *l* füllt den Raum zwischen Lager und Schlitzende aus und wird auf die eine oder andere Seite des Lagers gelegt, je nachdem die Räder ein- oder ausgerückt sind. Um das Klötzchen *l* vor gelegentlichem Herausfallen zu schützen, wird es wohl durch einen Einsteckstift festgehalten.



Fig. 373.

Diese Einrichtung birgt die Gefahr in sich, daß die beiden zu *k* gehörigen Lager nicht gleichförmig verschoben und hierdurch Verbiegungen der Welle oder der Lager herbeigeführt werden. Von dieser Schwäche ist die folgende Einrichtung frei. Die beiden Räder r_2 und r_3 (Fig. 364) sitzen fest auf der hohen Welle oder Kanone *k* (Fig. 374) und drehen sich mit dieser lose um den Bolzen *b*. Dieser ist mit zwei außerachsig liegenden

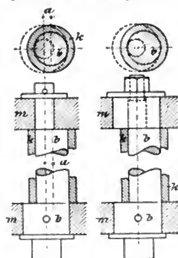


Fig. 374. Fig. 375.

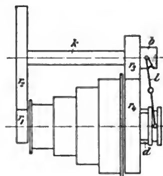


Fig. 376.

Zapfen im Maschinengestell *m* gelagert. Indem man den Abstand *a* der Zapfenachse von der eigentlichen Bolzenachse etwas größer macht, als die halbe Zahnlänge beträgt, erreicht man das Aus-, bzw. Einrücken der Räder durch halbe Drehung des Bolzens *b*. Dieser wird durch einen Einsteckstift oder ein anderes Mittel am eigenmächtigen Drehen gehindert. Um die beiden Löcher des Maschinengestelles gleich weit bohren zu können, wählt man zuweilen die Ausführungsform, welche Fig. 375 zeigt.

Dieses sehr gebräuchliche Ausrückungsmittel kann in folgender Weise

[1]) Z. f. W., Dez. 1898, S. 97.
[2]) Z. 1900, S. 1165, 1210.
[3]) Z. 1900, S. 1051; 1902, S. 1259.

dazu dienen, um gleichzeitig in zutreffender Weise das Rad r_4 mit der danebenliegenden Stufenrolle zu verbinden oder von ihr zu lösen.[1]) Mit dem Bolzen der Kanone *k* (Fig. 376) ist ein Kopf *b* verbunden, in dessen krumme Nut ein Stift des Hebels *l* greift. Das zweite Ende dieses um einen festen Bolzen schwenkbaren Hebels greift in den Halbring des auf der Welle von r_4 verschiebbaren Muffs, an welchen die Kuppelbolzen *b* festsitzen. Durch Drehen von *b* werden diese Bolzen eingeschoben und gleichzeitig r_2 und r_3 ausgeschwenkt oder umgekehrt.

Die Verschiebung der Vorgelegeräder mit ihrer Welle in deren Achsenrichtung erreicht man für leichte Maschinen wohl durch die Einrichtung, welche Fig. 377 darstellt. Zwischen den mit dem Maschinengestell festen

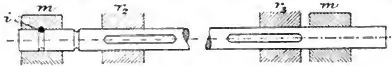


Fig. 377.

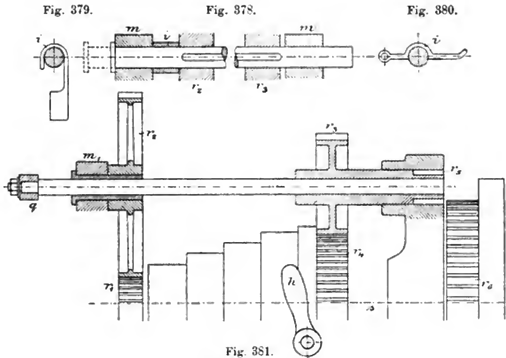


Fig. 379. Fig. 378. Fig. 380.

Fig. 381.

Lagern *m* ist für die Verschiebung Raum genug gelassen; in die Welle sind zwei Furchen gedreht, so daß ein Einsteckstift *i* sie in den beiden in Frage kommenden Lagen an eigenmächtiger Verschiebung hindern kann. Bei schwereren Maschinen legt man (nach Fig. 378) zwischen ein Lager *m* und die benachbarte Radnabe, bzw. das Lager und den Kopf der Welle den halbrunden Bügel *i* (Fig. 378 und 379). Es werden den Lagerkörpern auch wohl zwei halbrunde Bügel *i* (nach Fig. 380) angelenkt, von denen der eine oder andere eingelegt wird, je nachdem die Welle die eine oder andere Verschiebung erfahren hat.

[1]) D.R.P. 56619.

Für die Verschiebung der Räder auf der Vorgelegewelle mögen folgende Beispiele genügen. Fig. 381 zeigt eine von der Gisholt Machine Comp. (Madison, Wisc.) für doppeltes Vorgelege angewendete Einrichtung. Es soll die Drehbankspindel s sich entweder mit der Stufenrolle oder unter Vermittlung der Räder $r_1\ r_2\ r_3\ r_4$ oder endlich der Räder $r_1\ r_2\ r_5\ r_6$ drehen. Das Rad r_2 bleibt stets mit r_2 im Eingriff, indem es mittels hohlen Zapfens in m_1 gelagert ist. Auch das Räderpaar $r_3\ r_4$ bleibt für gewöhnlich im Eingriff. r_4 ist zunächst ebenso auf der Spindel s frei drehbar wie die Stufenrolle nebst Rädchen r_1; eine durch den Handhebel h steuerbare Kupplung verbindet die Stufenrolle oder das Rad r_4 mit der Spindel. Soll das Vorgelege $r_1\ r_2\ r_5\ r_6$ benutzt werden, so verschiebt man r_3 und r_5 mit ihrer Welle in entsprechendem Grade nach rechts, so daß r_5 in das an der Planscheibe feste Rad r_6 greift. Diese Verschiebung erfolgt durch einen Handhebel unter Vermittlung des Querstückes q. Man findet für diese Verschiebung auch die durch Fig. 382 abgebildete Einrichtung im Gebrauch. Hier steckt in m eine Lagerbüchse l, welche den Raum zwischen r_3 und r_5 ausfüllt und mittels Zahnstange und Rädchen verschoben wird, wobei sie die Räder r_3 und r_5 nebst Welle mitnimmt.

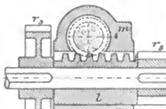


Fig. 382.

Das Ein- bzw. Ausrücken durch Verschieben der Räder in deren Achsenrichtung enthält die Gefahr, daß bei unaufmerksamer Handhabung vorübergehend nur ein Teil der Zahnbreite zum Angriff kommt, so daß leicht dieser Teil abbricht. Man zieht deshalb die erste Gruppe der Aus- bzw. Einrückvorrichtungen allgemein vor.

Das Ein- und Ausrücken mittels einer zwischen r_4 und die Stufenrolle gelegten Klauen-, besser Reibkupplung, welches schon bei Erörterung der Fig. 381 genügend erwähnt worden ist, zeichnet sich allen andern gegenüber durch die Einfachheit ihrer Bedienung und den geringen Zeitaufwand, welchen letztere erfordert, vorteilhaft aus: es bleiben die Räder im Eingriff und nur die Kupplung ist zu betätigen. Dagegen ist als Mangel zu bezeichnen, daß es einige Schwierigkeiten verursacht, das Rad r_4 genügend sicher gegen Schwankungen zu machen.[1])

Ich wende mich nun zur Berechnung der Übersetzungen und beginne mit den Stufenrollen.

Zuweilen sind die Übersetzungsstufen gegeben, häufiger verlangt man von ihnen, daß die Übersetzungen zwischen den größten und kleinsten regelmäßig abnehmen.

Es sei die minutliche Drehungszahl der einen Stufenrolle (Fig. 364, S. 168) unverändert gleich U, während die andere Welle sich $u_1, u_2, \ldots\ldots u_n$ mal dreht. Dann kann man

$$u_n - u_{n-1} = u_{n-1} - u_{n-2} \ldots\ldots = u_2 - u_1 = x \quad . \quad . \quad (41)$$

machen, d. h. die Durchmesser D und d so wählen, daß jedes folgende Rollenpaar x minutliche Drehungen mehr bzw. weniger liefert. Dann ist bei gegebener Stufenzahl n und gegebenen Grenzwerten der Umdrehungen:

$$x = \frac{u_n - u_1}{n - 1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (42)$$

[1]) Vgl. jedoch Union, Z. 1900, S. 1051, mit Abb. Leipziger Maschf. Z. 1900, S. 1210, mit Abb.

Wenn dagegen die Zahl der minutlichen Umdrehungen x, um welche jeder Stufenwechsel die Drehungen u mehren oder mindern soll, und die Grenzwerte der Drehungen gegeben sind, so erhält man die Zahl der Stufen zu:

$$n = 1 + \frac{u_n - u_1}{x} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (43)$$

Da n nur eine ganze Zahl sein kann, so dient die zuletzt gegebene Gleichung nur zum Gewinnen eines Anhalts für die endgültige Wahl von u oder x.

Die weitere Rechnungsweise ist so selbstverständlich, daß ich sie übergehen kann.

Nicht selten ist die Zahl n der verlangten Stufen so groß, daß die Länge der Stufenrolle, wenn diese aus ebensoviel aneinander gereihten Rollen bestände, in dem verfügbaren Raum nicht unterzubringen sein würde. Man fügt dann ein oder gar mehrere Vorgelege hinzu, z. B. in folgender Weise: nach Fig. 365 ist ein doppelter Antrieb der treibenden Welle a vorgesehen, so daß man nach Wunsch diese Welle rascher oder weniger rasch kreisen lassen kann. Man erhält sonach n Geschwindigkeitsstufen mit U_1 und ebensoviele mit U_2 minutlichen Drehungen von a, d. h. im ganzen $2n$ Geschwindigkeiten. Statt dessen kann man a (Fig. 364, S. 168) stets mit der gleichen Geschwindigkeit kreisen lassen, sieht aber ein nach Bedarf einzurückendes Rädervorgelege für die anzutreibende Welle s vor. Es liefert auch diese Anordnung doppelt so viele Geschwindigkeiten, als Stufen der Rollen vorhanden sind. In gleicher Weise läßt sich die Zahl der Geschwindigkeitsstufen verdreifachen oder gar vervierfachen.

Nun wird man für gewöhnlich verlangen, daß die sämtlichen Geschwindigkeitsstufen eine gesetzmäßige Reihe bilden. Das ist aber mit der vorhin kurz erörterten Abstufung nach arithmetischer Reihe ausgeschlossen. Heißt das Übersetzungsverhältnis des Rädervorgeleges ψ, so würde bei jenem Abstufungsgesetz die ganze Reihe der Geschwindigkeiten wie folgt aussehen:

$$u_1;\; u_1 + x;\; \ldots .\; u_1 + \left(\frac{n}{2} - 2\right)x;\; u_1 + \left(\frac{n}{2} - 1\right)x;$$
$$u_1 \cdot \psi;\; (u_1 + x)\,\psi \ldots \left[u_1 + \left(\frac{n}{2} - 2\right)x\right]\psi;\; \left[u_1 + \left(\frac{n}{2} - 1\right)x\right]\psi \qquad (44)$$

d. h. die ohne Vorgelege hervorgebrachten Umdrehungszahlen würden um x, die mit ihm erzielten um $x \cdot \psi$ springen. Eine solche Reihe dürfte nicht befriedigen. Anders ist es, wenn man der Abstufung eine geometrische Reihe zugrunde legt.[1])

Es sei u_1 die kleinste Umdrehungszahl der getriebenen Rolle. u_2 soll φ mal größer sein, ebenso u_3 φ mal größer sein als u_2 usf.

Dann wird die Reihe:

$$u_1;\; u_1 \cdot \varphi;\; u_1 \cdot \varphi^2;\; \ldots \ldots\; u_1 \cdot \varphi^{n-2};\; u_1 \cdot \varphi^{n-1} \quad . \; . \; . \; . \quad (45)$$

Diese Reihe solle durch $\frac{n}{2}$ Stufen der Rollen und Vorgelege erzielt werden; n muß daher eine durch 2 teilbare Zahl sein. Die zwei Hälften der Reihe sind, wenn man die größte Umdrehungszahl voransetzt:

[1]) Vgl. Z. 1892, S. 576.

$$\left.\begin{array}{ll} u_1 \cdot \varphi^{n-1};\ u_1 \varphi^{n-2} \ldots\ldots u_1 \varphi^{n-\frac{n}{2}} & \text{ohne Vorgelege,} \\ u_1 \cdot \varphi^{\frac{n}{2}-1};\ u_1 \cdot \varphi^{\frac{n}{2}-2} \ldots\ldots u_1 & \text{mit Vorgelege,} \end{array}\right\} \quad 46$$

also beispielsweise für $n = 10$:

$$u_1 \left\{\varphi^9;\ \varphi^8;\ \varphi^7;\ \varphi^6;\ \varphi^5\right\} \text{ ohne Vorgelege,}$$
$$u_1 \left\{\varphi^4;\ \varphi^3;\ \varphi^2;\ \varphi;\ 1\right\} \text{ mit Vorgelege.}$$

Es sollen nun durch das Rädervorgelege mit dem Übersetzungsverhältnis ψ die Umdrehungszahlen der oberen Reihe in die der unteren Reihe verwandelt werden, d. h. es wird verlangt:

$$u_1 \cdot \varphi^{n-1} \cdot \psi = u_1\ \varphi^{\frac{n}{2}-1} \text{ usw. bis zu:}$$
$$u_1\ \varphi^{\frac{n}{2}} \cdot \psi = u_1$$

Alle diese Gleichungen ergeben:

$$\psi = \frac{1}{\varphi^{\frac{n}{2}}}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad (47)$$

d. h. man erhält die gleichförmige Abstufung sämtlicher Umdrehungszahlen einfach durch richtige Wahl des Übersetzungsverhältnisses im Vorgelege. Ebenso ist es, wenn zwei oder mehr Vorgelege angewendet werden. Daher ist die Abstufung nach der geometrischen Reihe fast ausschließlich im Gebrauch (auch wenn man keine Stufenrollen verwendet), sobald man durch Vorgelege die Zahl der Geschwindigkeitsstufen vermehrt. Sie wird aber oft auch dann angewendet, wenn ein Vorgelege fehlt, und zwar weil die in festem Verhältnis zu den Umdrehungszahlen stehende Abstufungsgröße für den praktischen Gebrauch in der Regel bequemer ist, als der für alle Geschwindigkeiten gleiche Sprung der Umdrehungszahlen. Deshalb soll das Rechnungsverfahren für die geometrische Reihe eingehender behandelt werden, als für die arithmetische Reihe geschah.

Aus Reihe 45 folgt zunächst die größte Umdrehungszahl u_n zu:

$$u_n = u_1 \cdot \varphi^{n-1} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (48)$$

dann:

$$\varphi = \sqrt[n-1]{\frac{u_n}{u_1}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (49)$$

zur Berechnung von φ, wenn n, u_1 und u_n gegeben sind, sowie:

$$n = 1 + \frac{\log \frac{u_n}{u_1}}{\log \varphi} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (50)$$

zur Berechnung von n, wenn φ, u_1 und u_n gegeben sind.

φ wird gewöhnlich zwischen 1,25 und 2 gewählt, aber auch kleiner als 1,25.

Für Stufenrollen ohne Vorgelege ergibt sich ferner (vgl. Fig. 348, S. 161):

$$\begin{array}{r} D_1 \cdot \pi \cdot U = d_1 \cdot \pi \cdot u_1 \\ D_n \cdot \pi \cdot U = d_n \cdot \pi \cdot u_n \\ \hline D_1 \cdot D_n \cdot U^2 = d_1\, d_n \cdot u_1 \cdot u_n \end{array} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (51)$$

oder

$$U^2 = \frac{d_1 \cdot d_n}{D_1 \cdot D_n} \cdot u_1 \cdot u_1 \varphi^{n-1} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (52)$$

Meistens macht man die beiden zusammen arbeitenden Stufenrollen unter sich gleich. Also $D_1 = d_n$, $D_n = d_1$ usw.

Alsdann wird:

$$U^2 = u_1^2 \cdot \varphi^{n-1}$$

oder

$$U = u_1 \sqrt{\varphi^{n-1}} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (53)$$

Auf demselben Wege kann man aus 51 auch gewinnen:

$$U = \frac{u_n}{\sqrt{\varphi^{n-1}}} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (54)$$

Unter der obigen Voraussetzung, daß $D_1 = d_n$ usw. sein soll, gewinnt man ferner aus $D_1 \cdot \pi \cdot U = D_n \cdot \pi \cdot u$.

$$\frac{D_1}{D_n} = \frac{u_1}{U} = \frac{u_1}{u_1 \sqrt{\varphi^{n-1}}} = \frac{1}{\sqrt{\varphi^{n-1}}} \quad \ldots \ldots \quad (55)$$

ebenso:

$$\frac{D_2}{D_{n-1}} = \frac{u_2}{U} = \frac{u_1 \cdot \varphi}{u_1 \sqrt{\varphi^{n-1}}} = \frac{1}{\sqrt{\varphi^{n-3}}} \quad \ldots \ldots \quad (56)$$

$$\frac{D_3}{D_{n-2}} = \frac{u_3}{U} = \frac{u_1 \varphi^2}{u_1 \sqrt{\varphi^{n-1}}} = \frac{1}{\sqrt{\varphi^{n-5}}} \quad \ldots \ldots \quad (57)$$

und für gekreuzte Riemen oder offene Riemen, sofern bei letzteren der Wellenabstand A (Fig. 349) groß ist:

$$D_1 + D_n = D_n + D_{n-1} = D_3 + D_{n-2} \text{ usf.} \quad \ldots \quad (58)$$

Durch Verbinden der Ausdrücke 55 bis 58 sind die Durchmesser leicht auszurechnen, nachdem man einen derselben nach der zu übertragenden Arbeit bestimmt hat.

Will man ein anderes Übersetzungsverhältnis haben, als die Gl. 53 und 54 ausdrücken, z. B.

$$U = \frac{u_1}{\varepsilon} \cdot \sqrt{\varphi^{n-1}}$$

so wird

$$D_1 = \varepsilon \cdot d_n; \; D_n = \varepsilon \cdot d_1 \text{ usw.} \quad \ldots \ldots \quad (59)$$

Für Stufenrollen mit Vorgelege ist dasselbe Rechnungsverfahren anzuwenden; es kommt die Bestimmung des Vorgeleges hinzu, dessen Übersetzungsverhältnis ψ nach Gleichung 47 gewonnen wird. Wählt man für ein Vorgelege das in Fig. 364 dargestellte Räderwerk, so ist:

$$\frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{r_3}{r_4} = \psi = \frac{1}{\varphi^{\frac{n}{2}}} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (60)$$

Bei dem in die Stufenrolle zu legenden Vorgelege, welches Fig. 367 (S. 168) darstellt,[1]) sitzt r_1 fest an der Stufenrolle, r_4 fest auf der anzutreibenden Spindel, während die Zapfen, um welche sich die miteinander verbundenen Räder r_2 und r_3 frei drehen, so lange ruhen, als das Vorgelege

[1]) Z. 1900, S. 479.

benutzt wird, aber behufs Ausschaltung des Vorgeleges mit der Stufenrolle gekuppelt werden. Es ist das Übersetzungsverhältnis:

$$\psi = \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{r_3}{r_4} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (61)$$

Bei dem Rädervorgelege (Fig. 368, S. 168) ist das Rad r_1 mit der Stufenrolle, die Zapfen, um welche sich die Räder r_2 frei drehen, sind mit der Welle fest verbunden, das Rad r_3 kann entweder nach außen verriegelt oder, um das Vorgelege auszuschalten, mit der Stufenrolle gekuppelt werden.[1]) Es werde vorläufig angenommen, die Zapfen von r_2 ruhten, so würde sich r_3 entgegengesetzt von r_1 minutlich c_3 mal drehen, wenn r_1 sich c_1 mal dreht, und zwar in dem Verhältnis:

$$\frac{c_1}{c_3} = \frac{r_3}{r_1} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (62)$$

Soll r_3 ruhen, so muß das Ganze im entgegengesetzten Sinne sich c_3 mal drehen, also die mit den Zapfen von r_2 verbundene Welle minutlich c_3 mal, das Rad r_1 aber $c_1 + c_3$ mal, d. h. die wirkliche Umdrehungszahl $u = c_1 + c_3$ des Rades r_1 verhält sich zur Drehungszahl c_3 der Welle nach der Gleichung:

$$\frac{u}{c_3} = \frac{c_1 + \frac{r_1}{r_3} \cdot c_1}{\frac{r_1}{r_3} \cdot c_1} = \frac{r_3 + r_1}{r_1} \quad \ldots\ldots \quad (63)$$

oder

$$\left(\frac{1}{\varphi^{n/2}}\right) = \psi = \frac{r_1}{r_1 + r_3} \quad \ldots\ldots \quad (64)$$

Die Vorgelege (Fig. 369 und 370) sind ähnlich zu berechnen. r_2 und r_3 bilden je einen Körper, welcher um seinen Zapfen sich frei drehen läßt. Letzterer ist mit der Stufenrolle verbunden, r_4 aber mit der umzudrehenden Welle. Wird r_1 ebenfalls mit der zu drehenden Welle verbunden, so hat diese die Geschwindigkeit der Stufenrolle, wird aber r_1 festgelegt, so dreht sich r_4 dem Vorgelege entsprechend langsamer.[2]) Um das Übersetzungsverhältnis dieses Vorgeleges zu finden, sei zunächst angenommen: der Zapfen von r_2 r_3 ruhe, r_1 drehe sich c_1, r_4 aber c_4 mal. Dann ist:

$$c_1 \cdot \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{r_3}{r_4} = c_4$$

Soll nun r_1 ruhen, so muß das Ganze sich in entgegensetzter Richtung minutlich c_1 mal drehen, so daß die Umdrehungszahl U des Rades r_4 wird:

$$U = c_4 - c_1 = c_1 \left(\frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{r_3}{r_4} - 1\right)$$

und

$$\psi = \frac{U}{c_1} = \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{r_3}{r_4} - 1 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (65)$$

Wird dieser Ausdruck negativ, d. h. ist $1 >$ als $\frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{r_3}{r_4}$, so dreht sich

[1]) Z. 1891, S. 274, mit Abb.
[2]) Vgl. Z. 1900, S. 1272, 1545, 1613; 1901, S. 159, sämtl. mit Abb.

r_4 in der Richtung der Stufenrolle oder der Zapfen von r_2 r_3, im anderen Falle in entgegengesetzter Richtung.

Bemerkt mag noch werden, daß das vorliegende Rädervorgelege zu sehr starker Übersetzung verwendet werden kann. Ist z. B. für Fig. 369:

$r_1 = 50$; $r_2 = 48$; $r_3 = 49$; $r_4 = 51$, so wird $\psi = \frac{1}{1224}$.

Da nun bei den Vorgelegen, welche Fig. 364 u. 367 bis 370 darstellen, die Summen, bzw. Unterschiede der Radhalbmesser unter sich gleich sein müssen, oder

$$\left.\begin{array}{r} r_1 + r_2 = r_3 + r_4 \\ \text{bzw. } r_1 - r_2 = r_4 - r_3 \end{array}\right\} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (66)$$

zu machen ist, und für die übrigen Vorgelege ähnliche Bedingungen vorliegen, zu gleicher Zeit aber nur ganze Zähnezahlen möglich sind, so lassen sich die Ergebnisse der Gleichungen 60, 64 und 65 nicht mit voller Genauigkeit durchführen, ihre Werte vielmehr nur angenähert erreichen.

Ein Beispiel möge das Rechnungsverfahren erläutern.

Es sei ein Vorgelege für acht Geschwindigkeitsstufen innerhalb der Grenzen $u_1 = 20$ und $u_8 = 340$ zu berechnen. Bei 20 minutlichen Umdrehungen der Spindel s (Fig. 364) sei ein Moment von 5000 cmkg zu überwinden. Man gewinnt zunächst aus Gl. 49:

$$\varphi = \text{rund } 1,5$$

und unter Zugrundelegung dieses Wertes, nach Gl. 45:

$$\begin{array}{ll} u_1 = 20 & u_5 = 101,2 \\ u_2 = 30 & u_6 = 151,9 \\ u_3 = 45 & u_7 = 227,8 \\ u_4 = 67,5 & u_8 = 341,7 \end{array}$$

und nach Gl. 47:

$$\psi = \frac{1}{\sqrt{1,5^8}} = \frac{1}{5,06} = 0,1975.$$

Zur Bestimmung der Riemenrollendurchmesser übergehend, weise ich darauf hin, daß für diese zunächst nur die Geschwindigkeiten u_5, u_6, u_7 und u_8 in Frage kommen, also in Gl. 52 zu setzen ist:

$$U^2 = \frac{d_1 \cdot d_4}{D_1 \cdot D_4} \cdot u_5 \cdot u_8$$

und wenn $d_1 = D_4$, $d_4 = D_1$:

$$U^2 = u_5 \cdot u_8 = u_1{}^2 \cdot \varphi^4 \cdot \varphi^7,$$

also gewinnt man nach Einführen der Zahlenwerte:

$$U = 186$$

als Umdrehungszahl der treibenden Stufenrolle.

Es ergibt sich ferner für die Rollendurchmesser D_1 bis D_4:

$$D_1 \cdot \pi \cdot U = D_4 \cdot \pi \cdot u_5, \text{ oder}$$

$$\frac{D_1}{D_4} = \frac{u_5}{U} = \frac{u_1 \cdot \varphi^4}{u_1 \sqrt{\varphi^{11}}} = \frac{1}{\sqrt{\varphi^3}} = \frac{1}{1,837}$$

$$\frac{D_2}{D_3} = \frac{u_4}{U} = \frac{u_1 \cdot \varphi^5}{u_1 \sqrt{\varphi^{11}}} = \frac{1}{\sqrt{\varphi}} = \frac{1}{1,222}$$

und:

$$D_1 + D_4 = D_2 + D_3.$$

Es sei nun der größte Riemendurchmesser wegen der örtlichen Verhältnisse zu 520 mm angenommen, so gewinnt man aus Vorstehendem:

$$D_4 = 530 \text{ mm}; \; D_1 = 289 \text{ mm}; \; D_4 + D_1 = 809;$$
$$D_2 + 1{,}222 \cdot D_2 = 809$$
$$D_2 = \frac{809}{2{,}222} = 364 \text{ mm}; \; D_3 = 445 \text{ mm}.$$

Wegen des weiter oben gefundenen Übersetzungsverhältnisses im Rädervorgelege:

$$\psi = 0{,}1975$$

hat die Stufenrolle bei kleinster Geschwindigkeit das Moment: $0{,}1975 \cdot 5000 = 987{,}5$ cmkg zu überwinden, d. i. an 26 cm Halbmesser rund 38 kg Kraft am Umfange der Rolle. 0,5 kg Nutzleistung für jedes Millimeter der Riemenbreite ergibt 76 mm der Riemenbreite oder etwa 90 mm Rollenbreite.

Die Übersetzungsverhältnisse der Zahnradpaare $\frac{r_1}{r_2}$ und $\frac{r_3}{r_4}$, (Fig. 364) mögen etwa gleich sein, und es möge vorläufig r_4 und r_2 zu 250 mm, r_3 und r_1 zu 110 mm angenommen werden. Dann ist der Zahndruck P bei dem erstgenannten Räderpaar 200 kg, bei dem andern rund 90 kg. Daraus gewinnt man, wenn die Zahnbreite $9 \cdot \frac{t}{\pi}$ betragen soll, mit:

$$\frac{t}{\pi} = 0{,}4 \cdot \sqrt{P}$$

$$\text{für } r_1 \text{ und } r_2: \; \frac{t}{\pi} = 3{,}79 \text{ oder rund } 4$$

$$\text{für } r_3 \text{ und } r_4: \; \frac{t}{\pi} = 5{,}66 \text{ oder rund } 6$$

und bei 360 mm Wellenabstand:

für r_1 und r_2 zusammen $730:4 = 280$ Zähne
für r_3 und r_4 zusammen $720:6 = 120$ Zähne.

Diese Zähne kann man so verteilen, daß auf das Rad r_1: 56, Rad r_2: 124, Rad r_3: 37 und Rad r_4: 83 Stück entfallen. Dann würde die ganze Räderübersetzung zu:

$$\frac{37}{83} \cdot \frac{56}{124} = 0{,}2013.$$

Das weicht von dem Geforderten (0,1975) zu sehr ab; besser schließt sich ihm an:

$$\frac{37}{83} \cdot \frac{55}{125} = 0{,}196.$$

Es würden hiernach werden:

$$r_1 = \frac{55 \cdot 4}{2} = 110 \text{ mm}, \; r_2 = \frac{125}{2} \cdot 4 = 250 \text{ mm bei } 9 \cdot 4 = 36 \text{ mm Zahnbreite};$$

$$r_3 = \frac{37 \cdot 6}{2} = 111 \text{ mm}, \; r_4 = \frac{83 \cdot 6}{2} = 249 \text{ mm bei } 9 \cdot 6 = 54 \text{ mm Zahnbreite}.$$

Was die Größe der zu erzielenden Geschwindigkeitsübersetzungen anbelangt, so ist zu unterscheiden zwischen der Vermehrung und Ver-

minderung der Umdrehungszahlen. Erstere wird für Reibräder-, Riemen- und Zahnräderbetrieb begrenzt einerseits durch die notwendige Größe der kleineren angetriebenen Rolle oder des kleineren Rades, anderseits durch den Raum, welcher für das größere Rad oder die größere Rolle verfügbar ist. Im allgemeinen wird mittels einmaliger Übersetzung selten mehr als die vierfache Umdrehungszahl gewonnen. Bei Übersetzungen, welche der Geschwindigkeitsminderung dienen, kann das Verhältnis der Rad-, bzw. Rollendurchmesser viel größer genommen werden; man findet dasselbe nicht selten bis zu $^1/_{10}$ im Gebrauch.

Zuweilen wird verlangt, daß eine Geschwindigkeit sich nach zwei voneinander unabhängigen Geschwindigkeiten richten, von diesen beiden Geschwindigkeiten beeinflußt werden soll. Diese Aufgabe erfüllen die **Gegengetriebe**, die man auch Differentialgetriebe nennt. Sie beruhen auf der Verallgemeinerung des Getriebes (Fig. 368, S. 168). Wird zunächst angenommen, daß die Zapfen der Räder r_2 ruhen, so ist, nach Gl. 62:

$$\frac{c_1}{c_3} = \frac{r_3}{r_1}.$$

Dreht man nun die Zapfen von r_2 in der Richtung von r_1 und mit der Geschwindigkeit m und nennt die neuen Geschwindigkeiten von r_1 und r_3: u_1 bzw. u_3, so entsteht:

$$u_1 = c_1 + m, \quad u_3 = c_3 - m$$

$$u_1 = c_3 \frac{r_3}{r_1} + m, \quad c_3 = u_3 + m$$

also:

$$u_1 = (u_3 + m)\frac{r_3}{r_1} + m = u_3\frac{r_3}{r_1} + m\left(1 + \frac{r_3}{r_1}\right)$$

und:

$$m = \frac{u_1 - u_3 \frac{r_3}{r_1}}{1 + \frac{r_3}{r_1}} \qquad (67)$$

Wird die Zusammenstellung (Fig. 383) an Stelle derjenigen der Fig. 368 gesetzt, so ist $r_1 = r_3$, also

$$2\,m = u_1 - u_3 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (68)$$

Für diesen besonderen Fall ist demnach der Name Differentialgetriebe berechtigt.

Es ist leicht zu übersehen, daß die Gegengetriebe je nach Größe der beiden antreibend wirkenden Geschwindigkeiten die hervorgebrachte Geschwindigkeit auch in der Richtung zu ändern vermögen.

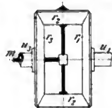


Fig. 383.

4. **Unter Wende- oder (Um-) Kehrgetriebe** versteht man Getriebe, welche die Umkehr der Drehrichtung vermitteln.

Wegen der Massenwirkungen, welche das Aufheben der bisherigen und Hervorbringen der entgegengesetzten Drehrichtung mit sich führt, sind für Geschwindigkeiten einiger Größe nur solche Kehrgetriebe brauchbar, welche ein gegensätzliches Gleiten der zusammenarbeitenden Teile zulassen. Nur

für sehr kleine Geschwindigkeiten ist starrer Zusammenhang der Getriebeteile zulässig. Es sind daher für Kehrgetriebe die Bewegungsübertragungen durch Reibräder, Riemen oder Schnüre, sowie Reibkupplungen bevorzugt.

Das Reibradgetriebe mit Planrad (Fig. 339, S. 159) ist ohne weiteres als Kehrgetriebe brauchbar, wenn die Welle *c* lang genug ist, um die Rolle *b* über die Mitte der Scheibe *a* hinwegschieben zu können. Es gewährt das vorliegende Getriebe natürlich auf beiden Seiten der Achse von *a*, also in beiden Drehrichtungen, innerhalb der Grenzen $\frac{r}{R}$ und o willkürliche Änderung des Übersetzungsverhältnisses, so daß es gern verwendet wird, so lange der Zeitaufwand für die weite Verschiebung der Reibrolle unwichtig ist.

Verwandt mit dem soeben besprochenen ist das Fareotsche Kehrgetriebe (Fig. 384). Auf der Welle *a* sitzen zwei Reibrollen *b* fest, die antreibende Welle *c* enthält die Riemenrolle *d*, durch welche sie in Umdrehung versetzt wird, und die Scheibe *e*, welche die Drehung auf die Reibrollen *b* übertragen soll. *c* ist nun so in *l* und l_1 gelagert, daß sie in der Bildebene um *l* zu schwingen vermag, also die eine oder die andere Rolle *b* angetrieben oder auch keine dieser beiden Rollen von *e* berührt wird.

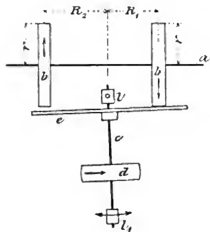


Fig. 384.

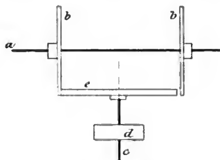


Fig. 385.

Dieses Getriebe erlaubt also außer Umkehr der Drehrichtung ohne weiteres auch die Unterbrechung des Betriebes, eine Eigenschaft, die den meisten Kehrgetrieben eigen ist. Es ist mittels dieses Getriebes auch möglich, in der einen Drehrichtung eine größere Geschwindigkeit zu erzeugen als in der anderen. Man braucht zu diesem Zweck nur R_1 kleiner als R_2 zu machen. Dagegen ist die wechselnde Lage der Welle *c* lästig. Man muß, um das Ablaufen des Riemens zu verhüten, die zu *d* gehörende Riemenrolle entweder unter oder über *d* legen, oder statt des Riemens eine Schnur verwenden. Dieser Übelstand fällt hinweg, wenn *c* (Fig. 385) mit einer Reibrolle *e*, *a* mit zwei Reibscheiben versehen und *a* in seiner Längenrichtung verschiebbar angeordnet wird.

Hiermit nahe verwandt ist das Uhlhornsche Kehrgetriebe.[1]) Es sind die Reibscheiben *b* und die Reibrolle *e* (Fig. 385) durch Kegelräder *b* und *e* (Fig. 386) ersetzt. Die beiden Räder *b* sind durch eine Röhre miteinander verbunden, welche auf der Welle *a* sich verschieben läßt, aber an den Drehungen der Welle teilnehmen muß.

---

[1]) Verhandl. des Gewerbefleißvereins, 1831, S. 253, mit Abb.

Diesem schließt sich das Getriebe an, welches Fig. 387 darstellt.[1]) Die beiden Räder b_1 und b_2 greifen immer in *e*; b_1 sitzt fest auf der Welle *a*, b_2 ist mit der Riemenrolle *d* fest verbunden und dreht sich mit dieser frei auf der Welle *a*, ohne den Ort zu ändern, die Riemenrolle *f* sitzt fest auf *a*, die Rolle *g* kann sich als sogenannte lose Rolle frei um die Welle *a* drehen. Liegt der Riemen *h* auf *g*, so findet kein Betrieb statt, schiebt

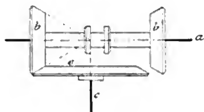


Fig. 386.

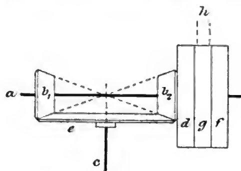


Fig. 387.

man *h* auf *d*, so erhält die Welle *c* die eine, schiebt man den Riemen *h* auf die Rolle *f*, so erfährt *c* die entgegengesetzte Drehung.

Es läßt sich dieses Kehrgetriebe auch so gestalten, daß die eine Drehrichtung eine größere, die andere eine kleinere Geschwindigkeit hat, z. B. nach Fig. 388, in welcher *e* aus zwei verschieden großen Rädern besteht, oder nach Fig. 389, in welcher b_2 kleiner als b_1 ist. Letztere Anordnung

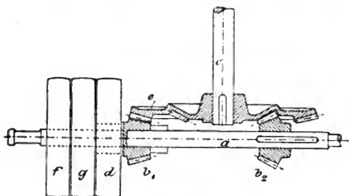


Fig. 388.

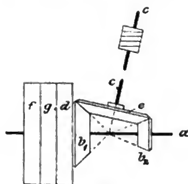


Fig. 389.

bedingt eine schräge Lage von *a* gegenüber *c*, was in dem Falle, daß *c* seine Bewegung mittels eines Wurmes weiter überträgt, unschädlich gemacht werden kann.

Das Ulhornsche Kehrgetriebe (Fig. 386) wird oft in der Ausführungsform angewendet, welche Fig. 390 zeigt. Es können die Räder *b* sich frei um die Welle *a* drehen, sie müssen aber ihren Ort beibehalten. Zwischen ihnen liegt, auf der Mitte längs fester Leisten verschiebbar, das Kuppelstück *d*, welches entweder das eine oder das andere Rad *b* mit *a* kuppelt oder beide Räder freiläßt. Statt der in Fig. 390 gezeichneten

[1]) Armengand, Publication industrielle, 1843, Bd. 3, Blatt 7 u. 13.

Klauenkupplung wird bei Geschwindigkeiten einiger Größe eine zweiseitige Reibkupplung verwendet.[1])

An dieser Stelle möge hervorgehoben werden, daß für die Wirkung der Kehrgetriebe selbstverständlich gleichgültig ist, ob z. B. *a* oder *c* angetrieben wird, beziehungsweise *c* oder *a* die Drehbewegung weiter leitet.

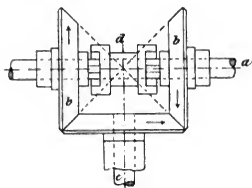


Fig. 390.

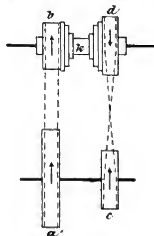


Fig. 391.

Wenn in den Beschreibungen das eine oder andere zugrunde gelegt wurde, so geschah es des kürzeren Ausdrucks halber.

Eine Reihe von Kehrgetrieben beruht auf dem Umstande, daß der gekreuzte Riemen die Drehrichtung umkehrt, während der offene sie unverändert läßt.

Es wird das für den vorliegenden Zweck in zwei Richtungen benutzt: entweder sitzen die beiden angetriebenen Rollen frei drehbar auf ihrer Welle und werden mit dieser nach Bedarf gekuppelt, oder sie sind auf der Welle befestigt und die Riemen werden verschoben.

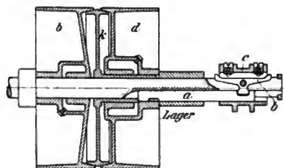


Fig. 392.

Fig. 391 zeigt ein Beispiel der ersteren Verwendungsart von offenen und gekreuzten Riemen. Die Rollen *c* und *d* hängen durch einen gekreuzten, *a* und *b* durch einen offenen Riemen zusammen; zwischen *b* und *d* liegt das Kuppelstück *k*, welches entweder *b* oder *d*, oder keine dieser beiden Rollen mit ihrer Welle verbindet.[2]) Fig. 392 zeigt beispielsweise eine für ein Deckenvorgelege verwendete Ausführungsform.[3]) Das Kuppelstück *k* ist ein Doppelkegel, der auf der Welle verschoben werden kann, sich aber mit dieser drehen muß. Er wird durch eine Stange *a* verschoben, welche hakenförmig in die Nabe von *k* greift und in einer Nut der Welle mit Hilfe des Hebels *b* verschoben werden kann. *b* wird durch die Spitzen

[1]) Vgl. u. a. D.R.P. No. 92320, Z. 1897, S. 1070, mit Abb.
[2]) Z. 1894, S. 1086, mit Abb.
[3]) American Machinist, April 1902, S. 414.

zweier in dem verschiebbaren Muff *c* sitzender Schrauben betätigt. Diese werden so eingestellt, daß, sobald *k* in *b* oder *d* gedrückt ist, von *c* kein Druck in der Achsenrichtung mehr ausgeübt zu werden braucht.

Das zweite bereits genannte Verfahren für die Benutzung des offenen und gekreuzten Riemens zur Umkehr der Drehrichtung versinnlicht Fig. 393. Es sind die Rollen *b* und *d* paarweise vorhanden, und zwar so, daß je eine Rolle auf der Welle fest sitzt, eine als „lose" Rolle sich frei drehen kann. Die beiden Rollen *a* und *c* sind doppelt so breit als jene, so daß man jeden Riemen auf die zu ihm gehörige „feste" oder „lose" Rolle schieben kann. In dem besonderen Falle, daß die Geschwindigkeiten in beiden Drehrichtungen dieselben sind, kommt man (nach Fig. 394) zusammen mit dreifacher Riemenbreite aus.

Soll nun die Drehrichtung umgekehrt werden, so muß man zunächst den bisher arbeitenden Riemen auf seine lose Rolle schieben, dann erst

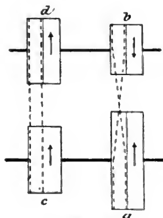


Fig. 393.

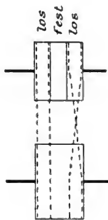


Fig. 394.

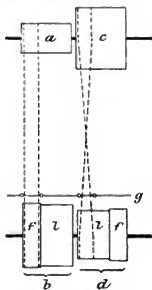


Fig. 395.

darf der andere Riemen auf seine feste Rolle gebracht werden, weil andernfalls die Riemen oder doch einer derselben gleiten müßten. Bei diesem nacheinander zu bewirkenden Verschieben der beiden Treibriemen ist ein Irrtum leicht möglich, weshalb man die beiden Riemenführer voneinander abhängig macht.[1]) Das kann nach Fig. 395 durch Vereinigung der beiden Riemenführer an gemeinsamer Stange *g* geschehen. Dann müssen jedoch die „losen" Rollen *l* bei *b* und *d* die doppelte Breite der eigentlichen Riemenrollen haben, also *a* und *c* in dreifacher Breite ausgeführt werden, im ganzen wird sonach der Raum für sechs Riemenrollenbreiten in Anspruch genommen. Zum Verständnis der Fig. 395 möge bemerkt werden, daß man den „festen" Rollen einen etwas größeren Durchmesser zu geben pflegt als den „losen", damit der Riemen, wenn er auf einer losen Rolle liegt, weniger gespannt ist. Behufs bequemen Überführens des Riemens von der losen Rolle (*l*) auf die feste (*f*) versieht man die erstere nach Fig. 396 wohl mit einem Anlauf.

[1]) Z. f. W., 15. Okt. 1896, S. 3, mit Abb.

Nach dem vorhin Dargelegten ist der Raumbedarf der Riemenrollen erheblich größer, wenn beide Riemenführer auf derselben Stange sitzen, als wenn sie unabhängig voneinander verschoben werden können. Man hat deshalb eine Zahl von Führern erdacht, welche gestatten, innerhalb vier, bzw. drei Rollenbreiten die Rollen unterzubringen (vgl. Fig. 393 und 394), aber doch so voneinander abhängig sind, daß die Riemen nur nacheinander in der geforderten Weise verschoben werden können.

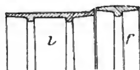


Fig. 396.

Bei einer Gruppe dieser Anordnungen sind die eigentlichen Riemenführer um feste Bolzen drehbar. Fig. 397 stellt eine hierher gehörige Einrichtung, und zwar für den Fall dar, daß die Rollen unter sich nicht gleich, also zwei feste und zwei lose Rollen vorhanden sind. Um die in einer festen, nicht gezeichneten Platte sitzenden Bolzen *a* und *c* schwingen zwei Winkelhebel *b* und *d*, welche einerseits die sogenannten Riemengabeln *e* und *g* tragen, anderseits mit hervorragenden Zapfen *h* und *i* versehen sind.

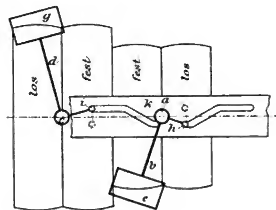


Fig. 397.

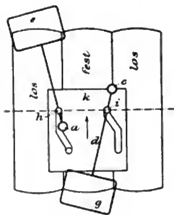


Fig. 398.

Diese Zapfen greifen in Schlitze der gleichlaufend zur Welle gut geführten Platte *k*, durch deren Verschiebung das verlangte eigenartige Fortrücken der Riemengabeln und Riemen bewirkt wird. Es sei darauf hingewiesen, daß durch die Gestalt der in *k* angebrachten Schlitze eigenmächtiges Bewegen der Riemenführer verhindert wird. Fig. 398 zeigt eine verwandte Anordnung für den Fall, daß man mit einer festen und zwei losen Riemenrollen auskommt. Die beiden Riemenführer *a e* und *c g* sind mit den Enden *a* und *c* an einer festen, in der Figur nicht angegebenen Platte drehbar verbolzt und greifen mit Zapfen *h* und *i* in die quer gegen die Welle verschiebbare Platte *k*.

Statt einer geradlinig verschiebbaren Platte *k*, wie in Fig. 397 und 398 angegeben, verwendet man auch eine um einen Bolzen drehbare Platte mit krummen Nuten, welche in gleicher Weise auf Stifte (*h* und *i*, Fig. 397 und 398) wirkt, wie soeben beschrieben. Es findet das in denjenigen Fällen statt, wenn eine Bogenschwingung leichter herbeizuführen ist als eine geradlinige.[1])

---

[1]) Z. 1903, S. 391.

Man kann dasjenige, was in den letzten Beispielen durch die Einwirkung von Nuten auf Stifte hervorgebracht wird, auch dadurch erreichen, daß eine verschiebbare Fläche gegen zwei Hervorragungen des zu bewegenden Hebels gelegt wird, und zwar kann die Fläche in gerader Linie oder im Bogen verschiebbar sein. Fig. 399 deutet eine derartige Anordnung an, bei welcher die Platte *k*, deren Schmalseiten auf die Enden der Bügel *h* und *i* wirken, um den Bolzen *m* schwingt. Um Raum für den festen Bolzen *c* und den um diesen schwingenden Hebel *i d* zu gewinnen, ist der rechtsseitige Teil von *k* gekröpft; in der Figur ist das nach oben Gekröpfte weggebrochen. Der Riemenführer ist für zwei Rollenpaare (Fig. 393) und in der Mittellage, d. h. so gezeichnet, wie er aussieht, wenn beide Riemen auf der losen Rolle liegen. Dreht man nun *k* nach Pfeil *I*, so ändert der Riemenführer *b e* seine Lage nicht, während der Riemenführer *d g* sich in

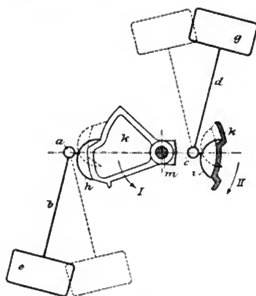


Fig. 399.

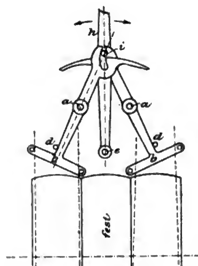


Fig. 400.

die gestrichelt gezeichnete Lage begibt; dreht man dagegen *k* aus der Mittellage in der Richtung des Pfeiles *II*, so bleibt *d g* in Ruhe, während *b e* in die gestrichelt gezeichnete Lage geschwenkt wird.

Die um Bolzen schwingenden Riemenführer leiden im allgemeinen an dem Übelstande, daß der Hebelausschlag nicht allein von der Riemenbreite, sondern auch von dem Abstand abhängig ist, welcher in der Schwingungsebene des Hebels zwischen dessen Drehpunkt und dem Riemen liegt. Es muß deshalb der Riemenführer fast jedem Einzelfall angepaßt werden. Von diesem Mangel werden sie frei, wenn man die Schwingungsebenen der Hebel verlegt, wie bei dem Pickschen Riemenführer[1]) geschehen.

Nach Fig. 400 schwingen die beiden Führerhebel *b* um feste Bolzen *a* in Ebenen, welche der durch beide Wellen gelegten gleichlaufend sind. Ein dritter Hebel *h* dreht sich um den festen Bolzen *e* und trägt einen Stift *i*, der in leicht erkennbarer Weise auf die Hebel *b* wirkt. Die festen

[1]) D.R.P. No. 60886. Verwandtes: Z. 1903, S. 391.

Anschläge d begrenzen den Ausschlag von *b* nach der einen Seite, der Stift *i* nach der andern Seite.

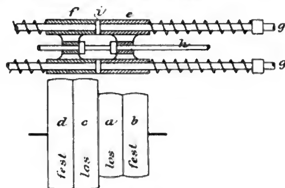


Fig. 401.

Der gleiche Zweck wird erreicht, wenn man die Riemengabeln an gerade geführten Stangen befestigt und diese Stangen durch Zahnbögen oder angelenktes Gestänge durch Hebel *b* und *d* (Fig. 397, 398, 399) betätigen läßt.

Andere beachtenswerte Bewegungsvorrichtungen geradlinig geführter Riemengabeln sind von Riemerschmied[1]) und von der Crane Co.[2]) angegeben. Es gehören zu der vorliegenden Gruppe von Riemenführern noch die beiden, welche durch die Fig. 401 und Fig. 402 bis 404 abgebildet sind. Fig. 401 zeigt den Teichmannschen Riemenführer in seiner Anwen-

Fig. 402.

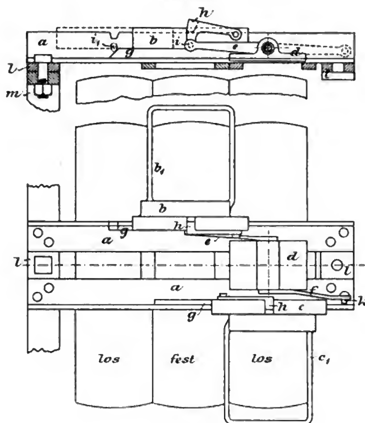


Fig. 403.

dung auf ungleich große Riemenrollen *a b* und *c d*. Die Riemengabeln sitzen an den Schlitten *e* und *f*; sie können mit diesen längs der Stangen *g* gleiten.

[1]) Z. 1894, S. 77, mit Abb.
[2]) Z. 1893, S. 1251, mit Abb.

Federn, welche sich gegen Stellringe der Stangen *g* legen, suchen *e* und *f* in deren Mittellage zu halten, indem sie letztere gegen die an *g* festen Bunde *i* drücken. Zwischen *g* liegt die Steuerstange *h*, welche durch Bohrungen der Schlitten *e* und *f* gesteckt ist, und zwischen *e* und *f* Bunde enthält. Verschiebt man *h* aus ihrer Mittellage nach rechts, so wird *e* mitgenommen und der Riemen von *a* nach *b* geschoben, während der andere auf *c* bleibt, und findet dann die entgegengesetzte Verschiebung von *h* statt, so kehrt zunächst der erstere Riemen auf *a* zurück, erst dann wird der andere Riemen von *c* auf *d* geschoben. Fig. 402 bis 404 stellen einen von mir angegebenen Führer dar, und zwar in seiner Anwendung auf Riemenrollen gleichen Durchmessers. Gleichlaufend zur Achse der Rollen sind zwei Winkeleisen *a* angebracht, auf welchen die Schlitten *b* und *c* verschiebbar reiten. An diesen Schlitten sind die Riemengabeln b_1 und c_1 befestigt, und zwar so, daß sie, nach hinten verlängert, unter beide Winkeleisen sich legen. Auf den Winkeleisen kann ferner der Schlitten *d* gleiten, in welchem die Doppelkurbel *e f* gelagert ist. Endlich sind in die Winkeleisen *a* Schienen *g* befestigt, auf deren obere Ränder sich nach Umständen die Warzen *i* und *k* der Kurbeln *e* und *g* legen. An dem unteren Rande des nach innen gekehrten Lappens von *b* wie *c* ist eine Kerbe angebracht, in welche *i* bzw. *k* greift, sobald die eine oder andere dieser Warzen auf dem oberen Rande des zugehörigen *g* liegt. Alsdann liegt die zweite Warze tiefer als der obere Rand der zweiten Leiste *g*, greift also nicht in die Kerbe des andern Schlittens. Die Figuren stellen eine Endlage dar; Gabel c_1 führt ihren Riemen auf der losen, Gabel b_1 den ihrigen auf der festen Rolle, und *i*, vollständig in die Kerbe von *b* greifend, verschiebt die Gabel b_1 nach links, sobald der Schlitten *d* in dieser Richtung bewegt wird, während, weil die Warze *k* eine tiefe Lage hat, *c* und c_1 an dieser Verschiebung nicht teilnehmen. Nachdem der zu *b* gehörige Riemen auf der losen Rolle angekommen ist, befindet sich die Warze *i* in der Lage i_1 (Fig. 402), weil die Warze *k* gegen das abgeschrägte Ende der zu ihr gehörigen Leiste *g* stoßend sich gehoben hat. Unmittelbar nach diesem Zeitpunkte verläßt — bei weiterer Verschiebung des Schlittens *d* nach links — *i* die Kerbe von *b* und greift *k* voll in die Kerbe von *c*, so daß nunmehr der zu *c* gehörige Riemen auf die feste Rolle gehoben wird. Es könnten nun *b* oder *c* sich eigenmächtig verschieben, so lange *i*, bzw. *k* sich nicht in die zugehörigen Kerben legen. Um das zu verhüten, ist folgende Verriegelung vorgesehen: In die oberen Ränder der Winkeleisen *a* sind Kerben geschnitten, in welche je ein dem Schlitten *b*, bzw. *c* angelenkter Riegel

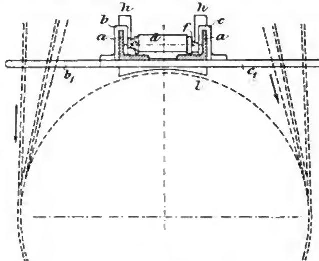


Fig. 404.

h greifen kann. Die plattenförmigen Lenker von *h* ragen aber so weit nach unten, daß sie von den Kurbeln *e* bzw. *f* getragen werden, so lange die betreffenden Warzen in die Kerben von *b* bzw. *c* greifen, also die Riegel nicht einfallen können, solange der zugehörige Schlitten *b* bzw. *c* mit dem Schlitten *d* gekuppelt ist. Sobald jedoch z. B. die Warze *i* die Kerbe von *b* verläßt, senkt sich *d* und der Riegel fällt in die zugehörige Kerbe von *a*. Man kann die Enden der Winkeleisen *a* mittels Querstücke *b* verbinden, die nach einem Kreisbogen ausgehöhlt sind, so daß sie auf bogenförmigen Böcken *m* befestigt werden können. Dadurch wird möglich, den Riemenführer der zufälligen Neigung der Riemen anzupassen.

Die Umkehr der Drehrichtung läßt sich bei Riemenbetrieb endlich auf dem durch Fig. 405 versinnlichten Wege erreichen. Rolle *b* sitzt fest auf der Welle *a*, *c* ist eine Leitrolle und die beiden Riemenrollen *d* und *e* drehen sich frei um die Welle *f*. Mittels eines Kuppelstücks *k* läßt sich aber *d* oder *e* mit der Welle *f* fest verbinden.[1])

Bei Stirnrad- und Reibradbetrieb läßt sich die Umkehr der Drehrich-

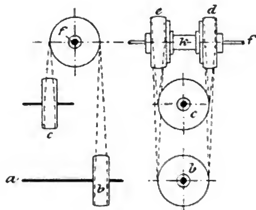


Fig. 405.

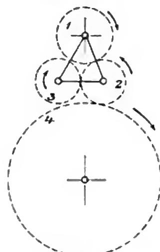


Fig. 406.

tung durch Einschalten eines Hilfsrades erreichen. Fig. 406 zeigt die gebräuchlichste der hierher gehörenden Ausführungsformen, welche man **Wendeherz** zu nennen pflegt. Rad *1* greift in Rad *2* und dieses in Rad *3*; es dreht sich daher *3* entgegengesetzt von *2*. Die Lager der Räder *2* und *3* sind dem Lager von *1* so angelenkt, daß erstere um letzteres schwingen können, somit entweder *2* oder *3* mit dem Rade *4* in Eingriff zu bringen ist, oder — in der Mittellage — Rad *4* überhaupt frei bleibt. Fig. 407 zeigt eine von dem vorigen wenig abweichende Anordnung für Reibräderbetrieb. Das Zahnrad *1* greift in *2* und dieses in *3*. Mit letzteren beiden Rädern sind Reibrollen verbunden, welche zur Innenfläche des Reibradkranzes *R* passen. Es sind nun die Räder *2* und *3* nebst deren Reibrollen am Hebel *h* gelagert, welcher um die Welle des Rades *1* schwingen kann, und dadurch die drei in Frage kommenden Lagen der Reibrollen vermittelt. *h* ist biegsam, um die Reibrollen elastisch anzudrücken.

Es gibt auch Kehrgetriebe, bei welchen die andere Drehrichtung mit

[1]) Z. 1894, S. 1254, mit Abb.

oder ohne Geschwindigkeitsänderung durch Verschieben von Stirnrädern in deren Achsenrichtung bewirkt wird.[1])

Bei dem gedeckten Getriebe, welches Fig. 368 darstellt, dreht sich das auf seiner Welle feste Rad r_3 mit gleicher Geschwindigkeit und in gleichem Sinne wie r_1, wenn die Bolzen, um welche sich die Zwischenräder r_2 frei zu drehen vermögen, mit der Welle gekuppelt sind. Legt man aber diese Bolzen fest, so dreht sich r_3 entgegengesetzt wie r_1 und mit dem Übersetzungsverhältnis $\frac{r_1}{r_3}$.[2])

Wählt man in Gleichung 65 (Fig. 369 und Fig. 370, S. 169) das Räderverhältnis so, daß $\frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{r_3}{r_4} - 1$ positiv wird, so entsteht bei Benutzung des Vorgeleges die entgegengesetzte Drehung als ohne die Übersetzung.[3])

Schließlich möge noch der Reibrollenantrieb (Fig. 408) angeführt werden;[4]) *b* ist ein inneres, *c* ein äußeres Reibrad, die Reibrolle *a* paßt

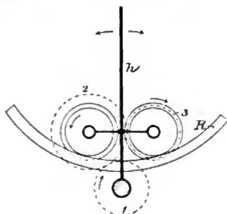


Fig. 407.

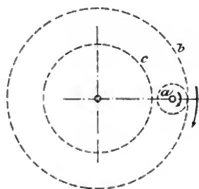


Fig. 408.

sowohl zu dem einen wie zu dem andern und kann, vermöge beweglicher Lagerung, gegen *b* oder *c* gedrückt werden. Man erhält in der einen Drehrichtung eine größere, in der andern eine kleinere Geschwindigkeit. Im übrigen erinnert dieser Antrieb an den durch Fig. 384, S. 180 dargestellten.

5. Das **Ein- und Ausrücken** des Betriebes bewirkt man durch Verschieben von Kupplungsteilen, Rädern, Reibrollen und Treibriemen. Es gehören die betreffenden Einrichtungen dem allgemeinen Maschinenbau an und können deshalb als bekannt angenommen werden. Einige derselben sind jedoch den Sonderbedürfnissen der Werkzeugmaschinen angepaßt; sie sollen in Beispielen hier Platz finden.

Zunächst ist allgemein des Umstandes zu gedenken, daß beim Einrücken des Betriebes den bisher ruhenden Teilen die verlangte Geschwindigkeit gegeben werden, die Trägheit ihrer Masse überwunden werden muß. Das betreffende Triebwerk hat also während des Einrückens eine

---

[1]) Verhandl. d. Ver. z. Bef. d. Gewerbefleißes, 1829, S. 301; 1831, S. 253, mit Abb. Z. 1892, S. 638, mit Abb. Z. f. W., 15. Nov. 1896, S. 36, mit Abb. The Iron Age, 4. Febr. 1897, S. 7, mit Abb.
[2]) Z. 1892, S. 638; 1902, S. 1957.
[3]) Z. 1897, S. 1094. D.R.P. 93134.
[4]) The pract. mechanic's Journal, Mai 1856, S. 31, mit Abb.

größere Triebkraft zu übertragen als später, indem der Unterschied für die Beschleunigung verbraucht wird. Je kürzer die Zeit ist, innerhalb welcher die verlangte Geschwindigkeit herbeigeführt wird, um so größer ist der erwähnte Überschuß an Triebkraft. Dieser steht ferner im geraden Verhältnis zur Masse des zu drehenden und zum Quadrat der zu erzielenden Geschwindigkeit. Man bedarf daher für das Einrücken einer gewissen Zeit, die abhängig ist von dem Überschuß an Triebkraft, welche man zulassen will, von der Masse und von der Geschwindigkeit der in Betrieb zu setzenden Teile. Der zulässige Überschuß an Triebkraft, bzw. die Mehrbeanspruchung der Triebwerksteile während des Einrückens ist beschränkt. Geschwindigkeit und Masse der zu bewegenden Teile sind gegeben, weshalb die Zeit diesen Werten angepaßt werden muß. Daraus folgt, daß Einrichtungen, welche ihrer Natur nach das Einrücken rasch vollziehen, nur für leichte Maschinenteile und geringe Geschwindigkeiten brauchbar sind. Dahin gehören Klauen- und Stiftkupplungen, sowie alle selbstspannenden Kupplungen. Lediglich die elastische Nachgiebigkeit gewährt bei diesen Kupplungen die erforderliche Zeit für das Beschleunigen der Masse. So weit die allgemeinen Gesichtspunkte.

Um die Schrauben, welche zum Verschieben der Aufspanntische dienen, zu bewegen, legt man oft mehrere Räder, z. B. *1* bis *4* (nach Fig. 409)

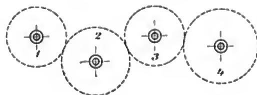


Fig. 409.

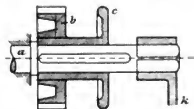


Fig. 410.

hintereinander. *2* sei das treibende Rad, *1* und *4* seien die betriebenen Räder, während *3* als Zwischenrad dient. Soll nun die Welle, auf welcher Rad *1* sitzt, außer Betrieb gesetzt bzw. eingerückt werden, so kann das geschehen, indem man das zugehörige Rad um seine Breite verschiebt, so daß der Eingriff mit *2* aufhört. Diesem Zwecke dient folgende Einrichtung: In Fig. 410 bezeichnet *a* die Welle bzw. Schraubenspindel, zu welcher das Stirnrad *b* gehört. Das Rad *b* steckt auf einer Büchse — oder ist mit ihr zusammengegossen —, welche auf dem freien Ende von *a* verschiebbar ist, aber in jeder Lage mit *a* sich drehen muß. Behufs Verschiebens des Rades *b* sitzt an der Büchse eine glatte Scheibe *c*, hinter welche der Arbeiter seine Finger legt. Am äußersten Ende der Welle *a* ist ein Vierkant ausgebildet, auf welches die Handkurbel *k* gesteckt werden kann, um mittels dieser die Welle *a* zu drehen.

Man bemerkt sofort, daß beim Einrücken des Rades *b* zunächst nur die in bezug auf Fig. 410 linksseitigen Ecken seiner Zähne mit den zuerst getroffenen Ecken des Gegenrades in Eingriff treten, also nicht allein der Betriebsdruck, sondern auch der Beschleunigungsdruck von diesen Ecken geboten werden muß, demgemäß wenigstens die Gefahr des Abbrechens dieser Ecken vorliegt. Diese sonst wegen ihrer Einfachheit sich empfehlende Ein- und Ausrückung ist daher allgemein zu verwerfen. Sie ist aus andern Gründen unzulässig, wenn (nach Fig. 409) *1* das treibende Rad ist und *2* und *4* be-

trieben werden sollen, indem mit dem Ausrücken von *2* auch die Verbindung zwischen *1* und *4* unterbrochen werden würde.

Einerseits um die oben angegebene Gefahr für die Radzähne zu vermeiden, anderseits um auch in dem zuletzt angeführten Falle unveränderten Eingriff der Räder zu ermöglichen, läßt man jedes Zahnrad auf seiner Welle sich lose drehen und kuppelt es nach Bedarf mit der Welle.

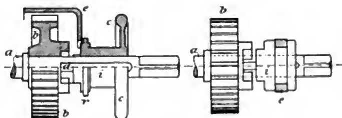


Fig. 411. Fig. 412.

Nach Fig. 411 dient hierzu eine Klauenkupplung, deren eine Kupplungsteil *i* mit Hilfe der glattrandigen Scheibe *c* verschoben werden kann. Die festen Leisten *d* hindern durch ihre linksseitigen Endflächen das Rad *b*, an dem Verschieben von *i* sich zu beteiligen. Um eigenmächtiges Verschieben des Kupplungsteiles *i* zu hindern, kann man diesen mit einem leistenförmigen, ringsumlaufenden Rand *r* versehen, welcher sich gegen den Boden der Schutzhaube *e*, und zwar entweder an dessen Außen- oder Innenseite lehnt, je nachdem das eigenmächtige Aus- oder Einrücken verhindert werden soll. Die Schutzhaube *e* wird zu diesem Zweck aufklappbar oder wegnehmbar angeordnet.

Will man die sich drehende Scheibe *c* (Fig. 410 und 411) nicht unmittelbar mit den Fingern berühren, so kann der verschiebbare Teil *i*

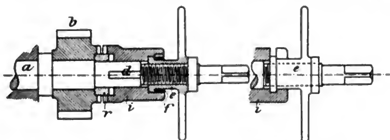


Fig. 413. Fig. 414.

(Fig. 412) mit einer ringförmigen Vertiefung versehen werden, in welche ein durch Hebel zu verschiebender Halsring *e* greift. Auch mittels Schraube wird der bewegliche Kuppelteil verschoben, z. B. mit Hilfe einer Einrichtung, welche Fig. 413 im Schnitt darstellt. *b* dreht sich, wie vorhin, frei um die Welle *a*; ein links liegender Bund und ein rechts angebrachter Ring *r* hindern das Rad *b*, seinen Ort zu verlassen. Der Kuppelteil *i* wird längs der festen Federn *d* mittels der Mutter *e* verschoben, welche mit *i* drehbar verbunden ist. Nach Fig. 413 sind zu diesem Zweck zwei halbe Ringe *f* hinter den an *e* ausgebildeten Bund gelegt und in *i* befestigt, nach Fig. 414 ist in *i* eine ringförmige Nut gedreht, in welche sich der an der Mutter *e* ausgebildete Bund legt. Um diesen Bund in die Nut legen zu können, ist das betreffende Ende des Kupplungsteils *i* seitwärts ausgefräst. Die Klauenkupplungen, welche in Fig. 411 und 412 angedeutet sind, haben nur je zwei Zähne und zwei Lücken; man muß daher zuweilen nahezu eine

halbe Drehung des Rades abwarten, bevor ein Einrücken möglich ist. Um mit geringerem Zeitverlust auszukommen, versieht man die Kupplungsteile mit vier und mehr Zähnen.

Für manche Zwecke ist die durch Fig. 415 abgebildete Kupplung sehr brauchbar.[1]) Das Rad *b* steckt frei drehbar auf der Welle *a*, das Doppelkuppelstück *i* ist auf ihr drehbar und verschiebbar, während das Kuppelstück *d* auf der Welle festsitzt. Das Rad *b* wird durch diese Kupplung verbunden, wenn *i* sich in der Mittelstellung befindet, ist aber in beiden Endlagen von *i* um *a* frei zu drehen.

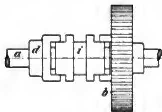


Fig. 415.

Der Vollständigkeit halber führe ich hier noch eine Klauenkupplungsart an, obgleich diese für spanabhebende Werkzeugmaschinen selten gebraucht wird. In Fig. 416 und 417 bezeichnet *a* die Welle, *b* das mit ihr zu kuppelnde Rad und *c* denjenigen Teil, welcher die Kupplung herbeiführt oder löst. *c* ist ein aus gehärtetem Stahl bestehender Stift, welcher im ganzen walzenförmig, aber auf die Radnabenlänge abgeflacht ist. *a* und *b* sind mit halbrunden Längsfurchen versehen, die zur Aufnahme von *c* bestimmt sind. Liegt nun *c* so in diesen Furchen, wie Fig. 416 darstellt, so können sich Rad und Welle unabhängig voneinander drehen, hat aber *c* die in Fig. 417 gezeichnete Lage, so muß sich *a* mit *b* drehen, sofern das Rad die durch Pfeile angegebene Drehrichtung hat. Für das Ein- bzw. Ausrücken genügt also eine kleine Drehung des Stiftes *c* um seine Achse, welche ein außerhalb der Radnabe an *c* festsitzender Hebel vermitteln. Eine Feder sucht *c* in der in Fig. 417 angegebenen Lage zu erhalten, und ein von außen gegen den erwähnten Hebel ausgeübter Druck gibt *c* die in Fig. 416 gezeichnete Lage. Auch die Mitnehmer der Stufenrollen (Fig. 371 bis 376) gehören hierher.

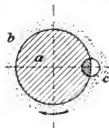


Fig. 416.

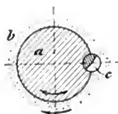


Fig. 417.

Die Flächen der Reibkupplungen gleiten aufeinander, wenn der zu überwindende Widerstand größer ist als die Reibung, sie regeln demnach selbsttätig die Zeit, innerhalb welcher die einzurückenden Betriebsteile ihre volle Geschwindigkeit annehmen. Sie gestatten außerdem, die Ingangsetzung des Betriebes sehr langsam stattfinden zu lassen, indem zu diesem Zweck der Andruck der Reibflächen allmählich vorgenommen wird. Das macht sie in einer Zahl von Fällen fast unentbehrlich.

Eine einfache Ein- bzw. Ausrückvorrichtung mit Reibkupplung zeigt Fig. 418. Es betätigt z. B. der Wurm *w* das Wurmrad *b*, welches zunächst um die Welle *a* sich frei zu drehen vermag. Der Kranz des Rades *b* ist innen kegelförmig ausgedreht, das auf *a* nur verschiebbare Kuppelstück *i* mit einem Gegenkegel versehen; *i* wird mittels der Mutter *e* in den Hohlkegel des Rades *b* gedrückt, wenn die Welle *a* sich mit dem Rade *b* gemeinsam drehen soll. Ist *i* zurückgezogen, so läßt sich *a* unabhängig vom Wurmrad *b* drehen, vielleicht mittels eines an *i* befestigten Handringes *f*.

[1]) Vgl. J. E. Reinecker, Z. 1901, S. 81.

Der Ort, an welchem die Ein- bzw. Ausrückung stattfindet, muß dem Orte, von dem aus die betreffende Welle nach Umständen mittels der Hand gedreht werden soll, aus leicht erkennbaren Gründen möglichst nahe liegen. Wenn nun z. B. das Wurmrad *b* sich in einiger Entfernung vom Standpunkt des Arbeiters befindet, so wird nach Fig. 419 das Kuppelstück *i* mit der Mutter *e* durch eine Stange *d* in Verbindung gebracht, welche in einer Bohrung der Welle *a* verschiebbar ist, und das Mittel, welches die Drehung der Welle *a* durch die Hand gestattet — hier z. B. ein Handkreuz *f* — in der Nähe von *e* auf der Welle *a* befestigt.

Es sei hier noch auf Fig. 392 und später folgende Beispiele von Reibkupplungen hingewiesen.

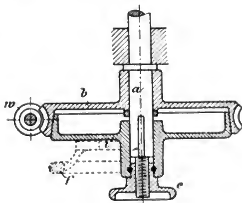


Fig. 418.

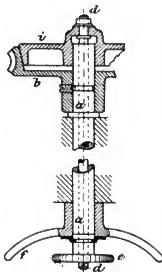


Fig. 419.

Die Reibkupplungen werden nicht allein wegen des stoßfreien Einrückens, welches sie gestatten, geschätzt, sondern auch wegen ihrer Eigenschaft, bei zu großem Widerstande während des Betriebes gleitend nachzugeben. Diese Eigenschaft schwächen nun kegelförmige Reibflächen, mehr noch die trommelförmigen, sie tritt am reinsten auf bei ebenen Reibflächen, weshalb in manchen Fällen diese gewählt werden, obgleich der in die Achsenrichtung fallende Druck weit größer als bei den anderen hier angedeuteten Reibflächengestalten wird. Die Halbfigur 420 zeigt eine dementsprechende, der Fig. 418 möglichst ähnlich gemachte Anordnung. Der Kuppelteil *i* wird mit einer Ringfläche, auf welche wohl Leder geleimt ist, mittels der Mutter *e* gegen das sonst frei um die Welle *a* drehbare Wurmrad *b* gedrückt und dadurch dieses mit der Welle *a* verbunden. Zuweilen legt man auf die Nachgiebigkeit der Kupplung wenig Wert und verbindet dann nach Fig 421 den Kupplungsteil *i* mit dem Rade *b* mittels einer Schraube, deren Kopf in einer ringförmigen Aufspannut T-förmigen Querschnitts liegt, die im Rade *b* ausgebildet ist.

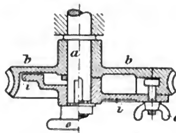


Fig. 420. Fig. 421.

Treibriemen gleiten ebenso wie die Reibflächen der Kupplungen, wenn der Widerstand größer ist als die Reibung. Es ist deshalb das Ein- und Ausrücken mittels „fester und loser“ Riemenrollen sehr gebräuchlich. Dieses

Ein- und Ausrücken beruht auf folgendem Vorgange: Legt man über die Rollen *a* und *b*, die auf den genau gleichlaufend liegenden Wellen *c* und *d* (Fig. 422) sitzen, einen endlosen Faden und dreht die Rollen geeignet um, so bewegt sich der Faden mit, ohne seinen Ort zu verlassen. Übt man nun aber bei *e* einen seitlichen Druck gegen den Faden aus, so daß er in der Nähe von *d* mit seiner ursprünglichen Lage den Winkel γ einschließt, so beginnt er auf den Rollen zu wandern. Man kann annehmen, daß der Scheitel des Winkels γ im Auflaufpunkte des Fadens, d. h. in dem Punkte liegt, wo der Faden sich fest auf die Rolle *b* legt. Bei der in Fig. 422 angegebenen Bewegungsrichtung legt sich jeder folgende Punkt des Fadens weiter rechts auf die Rolle als der vorhergehende, und zwar beträgt diese Seitwärtsverschiebung *v*, wenn der Faden in seiner Längenrichtung den Weg *V* zurücklegt:

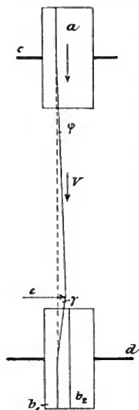


Fig. 422.

$$v = V \cdot \operatorname{tg} \gamma \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (69)$$

Durch den Druck bei *e* wird also der Faden allmählich von der festen Rolle b_1 auf die lose b_2 geführt. Ähnlich wie der Faden verhält sich ein Treibriemen. Wenn auch die bei *e* auftretende Seitenkraft den Riemen nicht so rein durchbiegt als den Faden, so ist doch das in Gleichung 69 ausgedrückte Gesetz, nach welchem die Geschwindigkeit der Riemenverschiebung mit der Geschwindigkeit *V* und dem Winkel γ wächst, auch für den Riemen gültig. Die Geschwindigkeit *V*, mit welcher der Riemen in seiner Längenrichtung sich bewegt, ist meistens gegeben, das Maß, um welches man den Riemen durchbiegen darf, beschränkt. Nun erkennt man, daß die Neigung γ des Fadens gegen seine ursprüngliche Richtung erheblich größer ist, als die Neigung φ in der Nähe der Rolle *a*, d. h. der Ablaufstelle. Würde man die Drehrichtung der Rollen umkehren, aber die zum Verschieben des Riemens dienende Kraft bei *e* belassen, so würde man in Gleichung 69 φ statt γ, d. h. einen weit kleineren Winkel einsetzen müssen und einen viel kleineren Wert für *v* erhalten, als der in Fig. 422 angegebenen Anordnung eigen ist. Es ist daher selbstverständlich, daß man den Riemenführer, welcher bei *e* die Verschiebung des Riemens von b_1 nach b_2 bewirken soll, in möglichste Nähe der Auflaufstelle des letzteren legt.

So lange der Riemen beim Einrücken nur mit einem Teil seiner Breite auf der festen Rolle liegt, so lange ist die zwischen ihm und der Rolle auftretende Reibung entsprechend kleiner als bei vollem Aufliegen des Riemens. Man ist demnach in der Lage, durch allmähliches Verschieben des Riemens von der losen auf die feste Rolle unter starkem Gleiten des Riemens die Beschleunigung der in Betrieb zu setzenden Teile beliebig langsam stattfinden zu lassen, was bei großen Geschwindigkeiten und Massen von hohem Wert ist.

Wenn der Riemen längere Zeit auf der losen Rolle liegt, so erfährt — trotz guter Schmierung — sowohl die Bohrung der Rolle als auch die

Welle ziemlich starke Abnutzung. Man steckt deshalb häufig eine Büchse fest auf die Welle und läßt die Rolle sich um diese drehen. Sind nennenswerte Abnutzungen eingetreten, so wird die genannte Büchse durch eine andere ersetzt. Diese Büchse *b* wird auch in einem besondern Lager *l* (Fig. 423) befestigt und so weit gemacht, daß sich die Welle *a* in ihr frei drehen kann. *c* bezeichnet die lose, *d* die feste Rolle. Sitzt die feste Rolle *d* (Fig. 424) auf dem freien Ende der Welle *a*, so kann man einen im Maschinengestell *l* festen Bolzen *b*, um welchen sich die lose Rolle dreht, anwenden. In beiden Fällen ist *b* leicht auszuwechseln, wenn zu starke Abnutzung eingetreten ist. Es muß hier erwähnt werden, daß man mit den durch Fig. 423 und 424 dargestellten Anordnungen noch einen andern Zweck verfolgt. Bei einiger Unaufmerksamkeit kann nämlich die Reibung der losen Rolle auf der Welle so groß werden, daß letztere mitgenommen wird. Daß solches unerwartetes Drehen recht gefährlich werden kann, liegt auf der Hand; die vorliegenden Lagerungen für die lose Rolle vermeiden es.

Schon durch Fig. 395 und 396 (S. 183 und 184) wurde angegeben, daß man zuweilen der losen Rolle einen kleineren Durchmesser gebe als der festen. Man erzielt hierdurch einen geringeren Druck auf die lose Rolle, demnach geringere Abnutzung und kleinere Reibungsverluste.

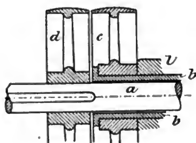


Fig. 423.

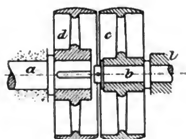


Fig. 424.

Die Seite 194 erörterte Verschiebung des Riemens ist nur möglich, wenn der Riemen überhaupt eine Geschwindigkeit *V* hat, daraus scheint zu folgen, daß die lose Rolle auf die angetriebene Welle gesetzt werden muß, was tatsächlich in der Regel geschieht. Da nun der nicht arbeitende bewegte Riemen auch Arbeitsverluste mit sich führt, so hat man nach Mitteln gesucht, welche gestatten, gegen diese Regel zu handeln. Es ist hierfür offenbar nur nötig, eine Einrichtung zu treffen, vermöge welcher dem ruhenden Treibriemen lediglich zum Zweck des Einrückens eine Bewegung erteilt werden kann, z. B. auf folgendem Wege. In Fig. 425 bezeichnet *a* die treibende Welle, *d* die auf ihr feste Rolle. Die Rolle *c* steckt frei drehbar und verschiebbar auf der festen Büchse *b*. Gesetzt, der Riemen liege auf dieser losen Rolle, ruhe also; er solle auf die feste Rolle *d* geführt werden. Dann verschiebt man *c* zunächst gegen *d*, so daß die Ränder beider Rollen aufeinander treffen, durch die auftretende Reibung *c* in Umdrehung versetzt wird und der Riemen auf die feste Rolle *d* geführt werden kann. Ist das geschehen, so schiebt man *c* wieder in die Anfangslage zurück. Bei dem Ausrücken wird ähnlich verfahren. So werden Abnutzungen und Arbeitsverluste durch den nicht arbeitenden Riemen vermieden.

Eine etwas andere, aber der soeben beschriebenen verwandte Anordnung ist in der Quelle beschrieben.[1])

Die Verschiebung des Riemens bewirkt man nun durch Stifte oder Finger, die paarweise zu einer Gabel vereinigt werden, woher der Name **Riemengabel** rührt. Behufs Schonung der Riemenränder werden oft auf

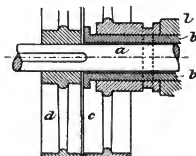


Fig. 425.

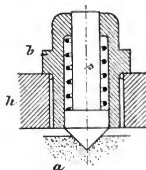
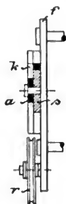


Fig. 426.

die Stifte Rollen gesteckt. Die offenen, eigentlichen Gabeln lassen bei ungestümer Handhabung den Riemen leicht ausgleiten, weshalb man vorzieht, die Gabel zu schließen, wofür die Fig. 397, 399 und 403 (S. 184 bis 186) Beispiele bieten.

Zum Verschieben der Riemengabeln dienen mannigfache Einrichtungen; bei allen wünscht man die Gabel nach stattgehabter Verschiebung in ihrer



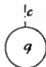


Fig. 428.

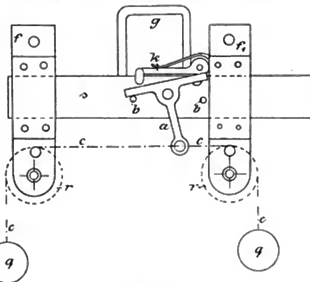


Fig. 427.

Lage festzuhalten. Hierfür folgen unter Bezugnahme auf die bei den Fig. 397 bis 404 bereits gegebenen noch einige Beispiele. In Fig. 426 bezeichnet *h* den Hebel oder die Stange, mittels welcher die Riemengabel verschoben wird, *a* einen festen Teil. In *h* ist eine Büchse *b* geschraubt, in welcher ein Stift *s* frei verschiebbar ist, aber durch eine Feder stets nach außen gedrückt wird. Die Spitze dieses Stiftes greift nun in Vertiefungen von *a*

[1]) D.R.P. No. 90936. Z. 1897, S. 603, mit Abb.

und hält dadurch *h* gegenüber den zufälligen Kräften genügend in seiner Lage fest. Ein kräftiger, gegen *h* ausgeübter Handdruck zwingt den Stift zurückzuweichen und die Verschiebung von *h* zu gestatten.

Fig. 428 und 427 stellt einen für Deckenvorgelege geeigneten Riemenführer dar. *g* ist die an die Flachschiene *s* genietete geschlossene Riemengabel. Die Schiene *s* wird in *f* und f_1 geführt, letztere sind in irgend einer geeigneten Weise neben den Riemenrollen befestigt. Mit *s* ist ein T-förmiger Hebel *a* gelenkig verbolzt; in *s* feste Stifte *b* begrenzen die Beweglichkeit dieses Hebels, an den über Rollen *r* gelegte Schnüre *c* gebunden sind. An den Enden dieser Schnüre, in geeigneter Höhe, sind Bälle *g* angebracht, mittels welcher man die Schnüre anziehen und dadurch die Schiene *s* nebst Riemengabel *g* verschieben kann. Dem Führungsstück f_1 ist nun eine durch Feder niedergedrückte Klinke *k* angelenkt, welche in Kerben der Schiene *s* zu greifen vermag und dadurch deren Verschiebbarkeit aufhebt. Das zum Eingreifen in die Kerben bestimmte Ende der Klinke *k* ist breiter als die Schiene *s*, und zwar so, daß es über den Hebel *a* ragt. Wird nun z. B. die linksseitige Schnur *c* angezogen, so dreht sich zunächst *a* und hebt dabei die Klinke aus der Kerbe, worauf die Verschiebung der Schiene *s* stattfindet, bis die Klinke in die andere Kerbe fällt. In etwas anderer Durchbildung findet man diesen Riemenführer in unten verzeichneter Quelle[1]) beschrieben.

Für die In- und Außer-Betriebsetzung der Werkzeugmaschinen ist das Verschieben des Treibriemens von der losen auf die feste Rolle vorwiegend im Gebrauch. Es wird zwischen die Triebwerkswelle und die Maschine eine Vorgelegewelle geschaltet, welche einerseits die in Rede stehenden Riemenrollen, anderseits die Stufenrolle trägt (vergl. Fig. 364 u. 365). Dieses Vorgelege wird oft an der Decke der Werkstatt angebracht und heißt dann Deckenvorgelege.[2]) Nicht selten zieht man jedoch vor, die fragliche Vorgelegewelle an der Maschine selbst zu lagern, um sich von den Zufälligkeiten unabhängig zu machen, welche mit der Lagerung an der Decke verknüpft sind. In jüngster Zeit sucht sich eine Strömung geltend zu machen, welche die Stufenrollen für Deckenvorgelege durch Zahnradvorgelege ersetzen und die Maschine mit einem unverstellbaren Riemen antreiben will.[3])

B. Hin- und hergehende Bewegung.

Die hin- und hergehende Bewegung kann längs gerader oder bogenförmiger Wege stattfinden. Da die maßgebenden Gesichtspunkte für beide Wegesgestalten gleich sind, so darf ich meine Erörterungen auf eine derselben beschränken, und zwar die geradlinige, zumal in der Anwendung die bogenförmige gegenüber der geradlinigen fast verschwindet.

Was nun zunächst

1. die Mittel zum Hervorbringen der Bewegung anbelangt, so ist in erster Linie der Krummzapfen oder die Kurbel anzuführen, und zwar sowohl in ihrer Verbindung mit der Lenkstange als auch auf eine Schleife wirkend.

---

[1]) Z. 1863, S. 410, mit Abb.

[2]) Z. 1901, S. 1746; 1903, S. 1742.

[3]) American Machinist, Nov. 1901, S. 1177; April 1902, S. 414; Sept. 1902, S. 1188 Nov. 1903, S. 1481.

Es könnte auch das Reichenbachsche Kehrrad oder Mangelrad in Frage kommen, wenn diesem nicht die Regelbarkeit der Wegeslänge fehlte.

Ausgedehnte Anwendung findet die Zahnstange mit Rad, und zwar in zwei Ausführungsformen. Bei der einen dreht sich die Welle *a* des Rades *b* (Fig. 429) in festen Lagern, während die Zahnstange *z* sich mit dem zu betätigenden Schlitten *s* hin- und herbewegt; bei der andern ruht die Zahnstange *z* (Fig. 430) und das Zahnrad *b* nebst Welle *a* verschieben sich mit dem Schlitten *s*. Die Welle *a* wird z. B. nach Fig. 336 (S. 157) von einer längs der Zahnstange *z* gelagerten Welle aus angetrieben.

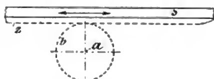


Fig. 429.

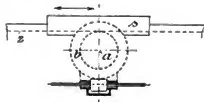


Fig. 430.

Auch Schraube und Mutter werden für den vorliegenden Zweck vielfach benutzt. Die gewöhnliche lange Schraube mit Mutter braucht nur genannt zu werden. Sie ist schwer in guter Schmierung zu halten, auch teuer in der Herstellung. Eine kurze Schraube *b* (Fig. 431) kann man in einem Ölbehälter waten lassen, also gut schmieren. Sie greift in die Zahnstange *z*, welche mit dem Schlitten fest verbunden ist. Diese Zahnstange kommt nun in zwei Ausführungsformen vor, nämlich als Teil einer

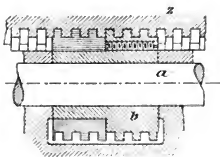


Fig. 431.

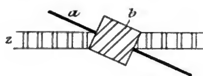


Fig. 432.

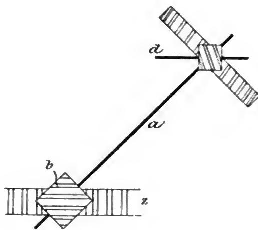


Fig. 433.

langen Mutter,[1]) wobei die Achse der Schraube mit derjenigen der Verzahnung von *z* zusammenfällt, oder als gewöhnliche Zahnstange *z* (Fig. 432) so daß die Achse *a* der Schraube *b* mit ihr einen spitzen Winkel einschließen muß, der gleich ist dem Neigungswinkel der Schraube in deren „Teilkreise“. Es kommt diese Anordnung namentlich bei Anwendung des in Fig. 389 (S. 181) abgebildeten Vorgeleges zur Anwendung, wird aber

[1]) Z. 1897, S. 829, 830, 1033, mit Abb.

auch für den Antrieb, den Fig. 433 zeigt,[1]) benutzt. Es bezeichnet *z* die Zahnstange, welche in bezug auf die Figur unter der kurzen Schraube oder dem Wurm *b* liegt; die Welle *a* wird von der Welle *d* aus durch Schraubenräder betrieben.

Es ist zwar zuzugeben, daß eine gewöhnliche Zahnstange mit geraden Zähnen einfacher und billiger herzustellen ist als eine Zahnstange, deren Zähne Stücke eines Muttergewindes sind. Dagegen darf nicht übersehen werden, daß die Zähne der ersteren Zahnstange das Schraubengewinde nur in wenigen Punkten berühren, während diejenigen der letzteren sich in ganzer Fläche anlegen.

Das Band ist in seiner Anwendung für hin- und hergehende Bewegungen sehr alt; es ist in neuerer Zeit zuweilen bei spanabhebenden Maschinen zur Anwendung gekommen, und zwar als Drahtseil oder als dünnes Stahlband. Man legt es (nach Fig. 434) so auf eine zeitweise in der einen, zeitweise in der anderen Richtung sich drehende Trommel *a*, daß es durch Reibung mitgenommen wird. Mittels Leitrollen wird der Bogen, längs welchem das Band *b* die Trommel oder Rolle *a* umspannt, möglichst groß zu machen gesucht. Bemerkenswert ist auch der Seilantrieb von Kirchner & Co.[2]) Gegenüber den ohne weiteres zu erkennenden guten Eigenschaften dieses Betriebsmittels will ich nur eine Schwäche desselben anführen: da Temperaturwechsel auf das dünne Band viel rascher einwirken als auf den, meistens kräftig gehaltenen Schlitten, an dem die Enden des Bandes *b* befestigt sind, so muß diese Befestigung eine elastisch nachgiebige sein. Daraus erwächst aber eine gewisse Unsicherheit der Schlittenbewegung.

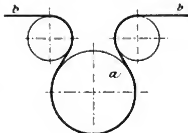


Fig. 434.

Der Druck gespannter Flüssigkeiten, insbesondere des Wassers,[3]) ist bisher für den vorliegenden Zweck nur sehr wenig in Gebrauch, obgleich bei geeigneter Ausführungsform seine Verwendung sehr vorteilhaft erscheint.[4])

2. Die Begrenzung der Wegeslänge erscheint zunächst leicht erreichbar zu sein. Bei dem Betrieb durch eine Kurbel ist sie ohne weiteres gegeben, bei Zahnstangen- usw. Betrieb hat man nur die Antriebswelle in Ruhe zu setzen, und bei Verwendung des Druckwassers genügt das Absperren des Wasserzuflusses. Geht man jedoch genauer auf den Gegenstand ein, so findet man erhebliche Schwierigkeiten.

Der Schlitten und das, was mit ihm zusammenhängt, hatte vor Beendigung seines Weges eine gewisse Geschwindigkeit V, welche — bei dem Gewicht G — dem Arbeitsvermögen $\frac{G}{g}\frac{V^2}{2}$ entspricht, wenn g die Beschleunigung des freien Falles bedeutet. Dieses Arbeitsvermögen muß nun vernichtet werden, bevor der Schlitten zur Ruhe kommen kann, und — was gleich hier ausgesprochen werden mag — wieder erzeugt werden bei Beginn der neuen Schlittenbewegung.

---

[1]) Sellers, Z. 1891, S. 247, mit Abb.
[2]) Z. 1900, S. 943.
[3]) Max Hasse & Co. D.R.P. No. 20749; Conradson, D.R.P. No. 76753.
[4]) Vgl. Z. 1898, S. 518.

Bei dem Antrieb durch einen Krummzapfen nimmt nun die Schlittengeschwindigkeit V von ihrem höchsten Wert bis zu Null allmählich ab, es findet daher die Vernichtung obigen Arbeitsvermögens längs des halben Schlittenweges statt. Trotzdem hat der Kurbelzapfen am Ende des Schlittenwegs lediglich zum Überwinden der Massenwirkung des Schlittens den Widerstand $\frac{G}{g}\frac{V^2}{r}$ zu leisten, wenn r den Kurbelhalbmesser, V die sekundliche Kurbelzapfengeschwindigkeit und G das auf den Kurbelzapfen bezogene Gewicht der hin- und herbewegten Teile bezeichnet. Soll, wie bei den anderen Betrieben selbstverständlich erscheint, jenes Arbeitsvermögen auf einer kürzeren Strecke des Weges verbraucht werden, so ist hierfür natürlich eine entsprechend größere Kraft erforderlich.

Man hat Vorsorge zu treffen, daß das Arbeitsvermögen rechtzeitig aufgezehrt wird, und selbstverständlich vorher den Antrieb auszurücken. Das Erzielen einer bestimmten Wegeslänge, das Stillhalten des Schlittens an genau bestimmtem Orte ist sonach nicht so einfach als beim Betriebe durch eine Kurbel.

Es ist wohl vorgeschlagen worden, jenes Arbeitsvermögen zum Spannen einer Feder zu benutzen, durch letztere gewissermaßen aufsaugen zu lassen, behufs seiner Verwertung für das Beschleunigen des Schlittens in der entgegengesetzten Bewegungsrichtung. Dahingehende, praktisch brauchbare Einrichtungen sind mir jedoch nicht bekannt.

Regelmäßig vernichtet man jenes Arbeitsvermögen durch Reibungswiderstände, nachdem vielleicht etwas davon für die Betätigung der Schaltantriebe vorweg genommen ist. Ist die Geschwindigkeit V klein, so genügen hierzu die vorhandenen Reibungswiderstände,[1]) ist sie groß, so fügt man den von selbst sich ergebenden noch besondere, kräftig wirkende hinzu, indem man das zum Drehen der treibenden Welle dienende, durch Reibung wirkende Kehrgetriebe umsteuert.

Es folgt hieraus, daß das Ende des Weges nicht völlig genau im voraus bestimmt werden kann. Bei ganz kleinen Geschwindigkeiten, etwa solchen von 50 mm sekundlich und weniger, ist allerdings der mögliche Fehler verschwindend, bei 300 mm aber schon erheblich. Es läßt sich also Zahnstange mit Rad, Schraube und Band für größere Schlittengeschwindigkeiten nur dann verwenden, wenn die Wegeslänge nicht hochgradig genau zu sein braucht. Dasselbe gilt für den Betrieb durch Wasserdruck. Selbst bei geschicktester Handhabung des betreffenden Ventiles oder Hahnes wird es nur selten gelingen, den Schlitten immer an genau derselben Stelle zur Ruhe zu bringen.

Die Kurbel ist demnach das einzige hierher gehörige Bewegungsmittel, welches, weil zwangläufig wirkend, ohne weiteres eine bestimmte Wegeslänge liefert.

Man muß nun die Kurbelwarze so mit ihrer Welle verbinden, daß dem Warzenkreis verschiedene Durchmesser zu geben sind, wofür hier einige Beispiele folgen:

Nach Fig. 435 steckt auf der Welle *a* eine runde Scheibe *b*, welche mit durchgehender Aufspannut versehen ist. In dieser steckt der Kopf

---

[1]) Siehe vorige Quelle S. 518.

der Schraube, die unter Vermittlung der Scheibe *e* den hohlen, mit breitem Fuß versehenen Kurbelzapfen *d* fest gegen die Scheibe *b* drückt.

Soll eine einzelne Schraube *c* eine genügende Befestigung liefern, so muß sie ziemlich dick gemacht werden, erfordert deshalb eine weite und tiefe Aufspannut, und demnach einen großen Abstand *x* zwischen Scheiben-Vorderfläche und Kurbelwellenlager, zumal wenn, wie in Fig. 435 vorgesehen, die Aufspannut auch über die Mitte der Scheibe hinweggeführt werden soll.

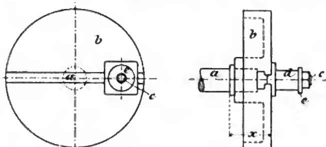


Fig. 435.

Diesen Übelstand vermeidet die Verbindungsweise, welche Fig. 436 darstellt. Auf *a* steckt der Doppelarm *b* — *b* könnte auch eine runde Scheibe sein — mit zwei Aufspannuten, die seitwärts von der Welle *a* liegen, so daß diese bis zu der vorderen Fläche von *b* reicht. Die Kurbelwarze *d* ist durch ihren breiten Fuß gestützt und mittels vier Schrauben *c* an *b* befestigt. Trotz größerer Standhaftigkeit dieser Ausführungsform liefert sie einen nennenswert kleineren Wert für den Abstand *x*, als die durch Fig. 435 dargestellte.

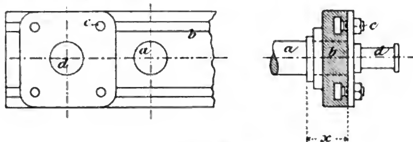


Fig. 436.

Teils behufs bequemen Verstellens, teils um dieses Verstellen ohne Unterbrechung des Betriebes ausführen zu können, hat man manche andere Anordnungen vorgeschlagen, die jedoch nur wenig Eingang gefunden haben.[1]) Für größere Maschinen benutzt man zum Verschieben des Kurbelzapfens in der Regel eine Schraube, die bei Anordnungen nach der Fig. 435 in der Aufspannut, bei denen nach Fig. 436 zwischen den Aufspannuten liegt. Es muß ausdrücklich bemerkt werden, daß diese Schraube nur für die Verschiebung des Zapfens, nicht zur Aufnahme der auf den Zapfen wirkenden Lenkstangendrücke bestimmt sein kann.

Mit dem Ändern des Krummzapfenhalbmessers ändert sich — bei gleichbleibender Drehgeschwindigkeit der Kurbel — die mittlere Geschwindigkeit des bewegten Schlittens. Soll diese ihre bisherige Größe wenigstens angenähert beibehalten, so muß mit dem Umstellen des Kurbelzapfens ein Ändern der minutlichen Kurbeldrehungen stattfinden, man hat zu diesem Zweck dem Antrieb für die Kurbelwelle Stufenrollen, auswechselbare Rädervorgelege oder dgl. einzuschalten. Es wird hierdurch der Bau weniger

[1]) Z. 1871, S. 258, mit Abb.; 1892, S. 1039, S. 1073, mit Abb.

einfach, die Behandlung der Einrichtung aber recht umständlich. Der Betrieb durch Zahnstangen und dgl. ist von dem angeführten Übelstande frei, gewährt außerdem den Vorteil gegenüber dem Kurbelbetrieb, daß er eine gleichförmige Schlittengeschwindigkeit liefert. Wegen dieser Vorzüge zieht man den Zahnstangen- und Schraubenbetrieb dem Kurbelbetrieb mehr und mehr vor.

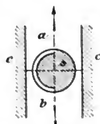


Fig. 437.

Für die Hub- oder Wegbegrenzung des durch Zahnstange oder Schraube bewegten Schlittens genügt, wie schon angegeben wurde, bei sehr kleinen Geschwindigkeiten das Ausrücken des Antriebes.

Dieses kann mittels der Hand stattfinden. S. 190—196 sind Einrichtungen beschrieben, welche dem Ausrücken kreisender Triebwerke dienen; sie sind zum Stillstellen des in die Zahnstange greifenden Rades, der Schraube oder der Trommel, welche (nach Fig. 434) ein Band bewegt, ohne weiteres anwendbar. Man will aber zuweilen den Schraubenbetrieb einstellen, obgleich die Schraube sich wie bisher weiter dreht. Zu diesem Zwecke wird der Eingriff von Mutter und Schraube aufgehoben.

Von den vielen hierfür geeigneten, Mutterschloß genannten Einrichtungen mögen folgende hier angeführt werden.

Fig. 438.

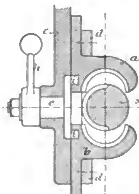
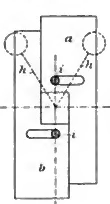


Fig. 440.



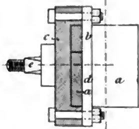


Fig. 439.

Man zerlegt die Mutter in zwei Hälften und zieht diese gleichmäßig nach außen, wenn die Schraube von der Mutter frei werden soll. Es werden z. B. die Mutterhälften *a* und *b* (Fig. 437) längs Führungen durch ein geeignetes Hebelwerk oder Zahnstange und Rad oder ein sonstiges Mittel verschoben.

Die Fig. 438 bis 440 stellen ein solches von mir angegebenes Mutterschloß dar. *s* bezeichnet den Querschnitt der Schraube, *a* und *b* die beiden Mutterhälften, welche in einer breiten Nut des Körpers *c* unter Beihilfe der Querschienen *d* gut geführt werden. Um diese Führung möglichst zu sichern, beträgt die Breite der Führungsflügel von *a* oben nur $^2/_3$, unten nur $^1/_3$ der Mutterlänge, und umgekehrt die Breite der an *b* sitzenden Führungsflügel unten $^2/_3$, oben $^1/_3$ der Mutterlänge, so daß nach Fig. 440 jede Mutterhälfte hinter beiden Querstücken *d* geführt wird. In *c* ist eine kurze Welle *e* gelagert, welche an einem Ende mit einer Scheibe und zwei in Schlitze der Mutterhälften greifenden Zapfen *i*, am andern Ende mit einem Handhebel *h* ausgestattet ist, so daß durch Drehen des letzteren die Mutterhälften die verlangte Verschiebung erfahren. Die Lage des Hebels *h* gegenüber dem Zapfen *i* ist so gewählt, daß sein Gewicht eigenmächtiges Ändern der den Mutterhälften gegebenen Lagen verhindert.

Fig. 441 und 442 stellen das Wohlenbergsche Mutterschloß[1]) dar. Dasselbe ist zwar in erster Linie für zum Gewindeschneiden dienende Drehbänke bestimmt, kann aber ebensowohl für andere Zwecke gebraucht werden. Die Mutterhälften liegen in den beiden Körpern *a* und *b*, welche an der Bettplatte, quer gegen die Schraube, in Führungen verschiebbar sind. Diese

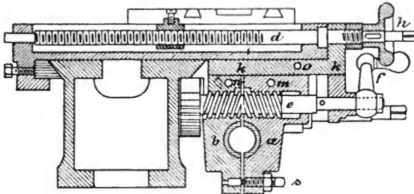


Fig. 441.

Verschiebung erfolgt durch eine teils rechtsgängige, teils linksgängige Schraube *e*, wenn diese mittels des Handhebels *f* gedreht wird. Ein zu starkes Zusammenschieben der Mutterhälften hindert die Schraube *s*. Wegen des besonderen Zweckes, mittels der betreffenden Drehbank Gewinde zu schneiden, sind folgende Einrichtungen vorgesehen. Die Querschlittenschraube *d* ist einem Winkelstück *k* angeschlossen, welches an seiner unteren Seite mit zwei die oberen Enden der Mutterhälften umgreifenden Leisten versehen ist, und durch einen entweder durch das Loch *m* oder *n* geschobenen Stift mit *a* oder *b* gekuppelt werden kann. Soll z. B. äußeres Gewinde geschnitten werden, so steckt man den Stift in das Loch *m* und erreicht hierdurch, daß bei dem Ausrücken der Mutter *a b* gleichzeitig die Querschraube *d* nebst Stichel zurückgezogen wird. Für gewöhnliche Dreharbeit steckt man den Stift *l* in das Loch *o* und kuppelt dadurch *k* mit der Bettplatte, so daß nunmehr durch Drehen der Schraube *e* nur die Mutter geöffnet oder geschlossen wird.

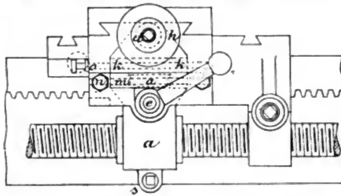


Fig. 442.

Das durch Fig. 443 und 444 dargestellte Mutterschloß soll sich drehen, während die zugehörige Schraube ruht.[2]) An dem mit seiner langen Nabe in *g* gelagerten Rade *b* sitzen zwei feste Backen, zwischen denen die Mutterhälften *m* sich in der Halbmesserrichtung verschieben können. Diese Backen *d* enthalten die Lager für zwei gekröpfte Wellen *a*, welche vermöge

[1]) D.R.P. No. 31322.
[2]) American Machinist, 15. Okt. 1896, S. 980, mit Abb.

der in Fig. 443 erkennbaren Räder sich in entgegengesetzter Richtung drehen, sobald man die eine derselben mittels des Handhebels *c* dreht. Die Kröpfungen der Wellen *a* greifen in längliche Löcher der Mutterhälften *m*, so daß die Drehung von *a* entgegengesetzte Verschiebungen der Mutterhälften herbeiführt.

Man kann nun — sofern der verfügbare Raum solches zuläßt — die beiden Mutterhälften hintereinander legen oder eine halbe Mutter in doppelter Länge ausführen, ohne an Berührungsfläche der Gewindegänge zu verlieren; um das Ausweichen der Schraube zu verhüten, wird der Mutterhälfte gegenüber eine glatte, halbrunde Höhlung angebracht. Dann braucht, um den Betrieb auszurücken, nur diese eine halbe Mutter verschoben zu werden, so daß die Einrichtung einfacher ausfällt.

Auch bei größerer Schraubengeschwindigkeit ist es unbedenklich, durch Öffnen des Mutterschlosses den Betrieb des Schlittens zu unterbrechen, nicht aber, ihn durch Schließen des Mutterschlosses einzurücken. Der Versuch, Mutter und Schlitten plötzlich die Geschwindigkeit zu geben, welche einer

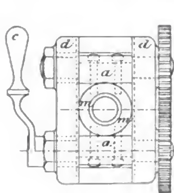


Fig. 443.

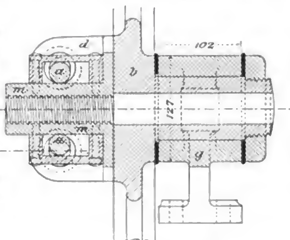


Fig. 444.

großen Schraubengeschwindigkeit entspricht, würde Mutter und Schraube bald zugrunde richten. Die Mutterschlösser können deshalb nur bei geringen Geschwindigkeiten geschlossen werden.

Die Mutterschlösser werden zuweilen, jene oben (S. 189 u. f.) angegebenen Ausrückvorrichtungen häufiger durch die Bewegung des Schlittens selbsttätig bedient. Es wirkt zu diesem Zweck ein am Schlitten oder an einer diesem angeschlossenen Stange einstellbarer Vorsprung, ein **Frosch** oder **Knaggen** oder dgl. nach Zurücklegung bestimmter Wegeslänge auf die Ausrückvorrichtung. Hierher gehörende Einrichtungen sind im allgemeinen so einfach, daß sie einer Beschreibung nicht bedürfen. Soll jedoch die selbsttätige Ausrückvorrichtung den Weg ganz genau beschränken, so ist eine besondere Ausbildung der betreffenden Teile nötig, und hierfür folgen hier einige Beispiele.

Fig. 445 stellt eine solche Einrichtung dar, wie Droop & Rein sie für Fräsmaschinen verwenden. *a* bezeichnet ein Stück des Unterschlittens, dem der im Querschnitt gezeichnete Hebel *h* so angebolzt ist, daß er in senkrechter Ebene schwingen kann. In diesem Hebel *h* ist — was die Abbildung nicht erkennen läßt — der Wurm gelagert, welcher zum Betriebe der

den Oberschlitten betätigenden Schraube dient. Wenn nun *h*, vermöge seines eigenen Gewichtes, um den Betrag sich senkt, welchen der Bügel *b* zuläßt, so kommt der Wurm außer Eingriff und der sich bisher langsam bewegende Oberschlitten wird augenblicklich in Ruhe versetzt. Nach Fig. 445 befindet sich *h* in seiner oberen Lage, es ist also der Oberschlitten in Betrieb. Ein mit hakenförmiger Nase versehener Winkelhebel *c*, der sich um einen an *a* festen Bolzen drehen kann, hält *h* in dieser Lage, und zwar vermöge des auf seinen wagerechten Schenkel von unten wirkenden Federdruckes. Dieser zweite Hebelschenkel greift in eine Kerbe des wagerecht verschiebbaren Bolzens *d*; wegen der keilförmigen Gestalt der Kerbe wird der wagerechte Schenkel von *c* niedergedrückt, sobald *d* nach rechts oder nach links eine Verschiebung erfährt, und hierdurch der senkrechte Schenkel von *c* gezwungen, *h* loszulassen. Durch Verschieben von *d* aus seiner Mittellage wird daher der Oberschlitten in Ruhe versetzt. Dieser Oberschlitten ist nun mit zwei in einstellbaren Fröschen steckenden Schrauben *e* versehen, welche bei entsprechender Verschiebung gegen *d* drücken und dadurch den beabsichtigten Stillstand herbeiführen. Ein durch die Deckplatte des Gehäuses *g* hervorragender, an *c* fester Stift *i* ermöglicht dem bedienenden Arbeiter, das Ausrücken früher zu bewirken, und die Doppelfeder *f*, welche gegen zwei Zapfen des Bolzens *d* greift, bringt diesen in seine Mittellage zurück, sobald die Schrauben *e* solches gestatten.

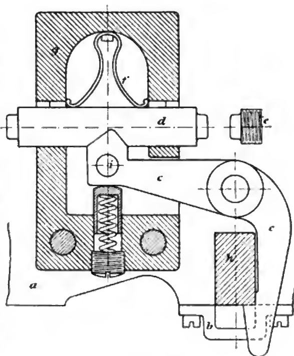


Fig. 445.

Fig. 446 zeigt eine andere, gleichwirkende Einrichtung, welche Dierksmeyer & Helsner ausführen.[1]) Der Schlitten *s* der Fräsmaschine wird von dem Rade *a* angetrieben. *a* dreht sich lose um einen im Lappen *d* des unteren Schlittens festsitzenden Bolzen und ist mit dem Wurmrad *b* fest verbunden, in welches der Wurm *w* greift. Es soll der Betrieb durch Senken des Wurmes *w* ausgerückt werden, weshalb die Wurmwelle durch Kreuzgelenk (Fig. 326, S. 154) angetrieben wird. Das Lager *g* des Wurmes ist auf der Welle *c* befestigt, die in dem Lappen *d* sich drehen kann und im Vordergrunde den Hebel *h* trägt. Ein doppelarmiger Hebel *e* ist um einen am Unterschlitten festen Bolzen drehbar und übergreift mit einer am rechtsseitigen Schenkel ausgebildeten Kerbe das obere Ende des Hebels *h*, diesen so festhaltend; linksseitig ist *e* mit einer keilförmigen Nase versehen, welche in die Bahn des Frosches *f* ragt. Bewegt sich nun *f* in bezug

[1]) Z. 1897, S. 1033, mit Abb.

auf Fig. 446 nach rechts, so wird der linksseitige Arm von *e* niedergedrückt und *g* fallen gelassen. Ein am rechtsseitigen Arm von *e* ausgebildeter Haken, gegen welchen das obere Ende von *h* stößt, verhütet zu tiefes Sinken des Lagers *g*. Ein zweiter, zur entgegengesetzten Bewegungsrichtung gehöriger Frosch rückt in gleicher Weise den Eingriff von *w* in *b* aus. Die beiden Frösche sind mittels am Schlitten *s* vorgesehener Aufspannut geeignet einzustellen.

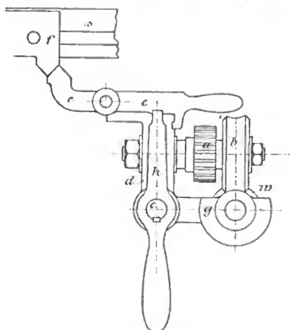


Fig. 446.

Durch Fig. 447 ist eine solche selbsttätige Ausrückvorrichtung dargestellt, wie sie J. E. Reinecker ausführt.[1]) Es wird die den Schlitten *s* verschiebende Schraube durch ein Wurm- oder Schraubenrad *b* betrieben, in welches *a* greift. Letzteres — Schraubenrad oder Wurm — dreht sich frei um den Bolzen *d* und wird durch ein in der Figur angedeutetes Kegelradpaar von der Welle *c* aus angetrieben. *d* stützt sich nun linksseitig auf die Welle *c*, oder auf gleichachsig liegende Hohlzapfen und wird am rechtsseitigen Ende durch einen Haken des Hebels *e* getragen. Dieser Hebel dreht sich um einen am Unterschlitten festen Bolzen und wird, nachdem der Oberschlitten *s* den bestimmten Weg zurück-

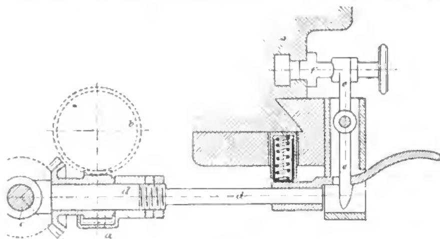


Fig. 447.

gelegt hat, durch einen der Frösche *f* oben nach rechts bewegt, so daß er *d* losläßt. Der Bolzen *d* sinkt teils wegen seines Gewichtes, teils wegen des Druckes einer Feder, rasch nieder und bringt *a* und *b* außer Eingriff. Soll früher ausgerückt werden, so zieht man an dem Knopf, der sich am oberen

[1]) Vgl. Z. 1897, S. 830, mit Abb.

Ende von *e* befindet; durch Heben des am rechtsseitigen Ende von *d* sitzenden Schnabels rückt man ein.

Fig. 448 zeigt eine fernere Ausführungsform, welche ich 1885 an einer Fräsmaschine der Gravenstadener Maschinenfabrik gesehen habe. *c* ist der das Ausrücken bewirkende Klauenmuffteil. Seinen Hals umgreift der nach unten hängende Schenkel des Hebels *e*. Der nach links gerichtete Arm dieses Hebels wird stetig nach unten gezogen, sei es durch ein Gewicht oder eine Feder; zwei übereinander greifende Nasen stützen ihn in der gezeichneten Lage, so lange der Schlitten *s* sich verschieben soll. Eine dieser Nasen, nämlich *i*, sitzt an dem kleinen Schlitten *a*, die andere am äußersten Ende von *e*. Ein nach oben gerichteter Arm des Schlittens *a* ragt in die Bahn der Frösche *f*, welche am Schlitten einstellbar befestigt sind. Es wird demnach durch den Angriff eines der Frösche *f* der Schlitten *a* nach rechts oder links verschoben, so daß die Nase *i* unter der an *e* befindlichen hinweggleitet und *e* die zum Ausrücken der Kupplung erforderliche Drehung macht.

Die hier angeführten Beispiele kennzeichnen sich dadurch, daß von dem bewegten Schlitten nur der Anlaß zum Ausrücken gegeben wird, letzteres aber eine besondere Kraft ausführt. Hierdurch wird erreicht, daß das Ausrücken selbst in sehr kurzer Zeit erfolgte und deshalb die unvermeidlichen Ungenauigkeiten in der Wegesbegrenzung so klein ausfallen, daß man sie vernachlässigen kann.

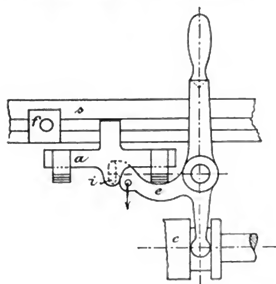




Fig. 448.

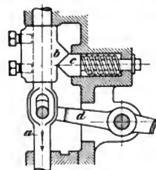


Fig. 449.

Auch auf folgendem Wege ist rasches Ausrücken zu erzwingen. *a* (Fig. 449) bezeichnet eine Stange, auf welche der Frosch des bewegten Schlittens wirkt, *d* den Ausrückhebel. Verschiebt sich *a* in der Pfeilrichtung, so bleibt zunächst *d* in Ruhe. Die an *a* geklemmte Nase *b* drängt aber den federnden Stift *c* zurück. Sobald die Kanten von *b* und *c* aufeinander gekommen sind, beteiligt auch *d* sich an der Bewegung und wird sehr rasch bewegt, weil *b* an *c* abgleitet.

Ein Beispiel für selbsttätiges Unterbrechen der Bohrerzuschiebung wird weiter unten bei den Bohrmaschinen beschrieben werden, ein hübscheres stellt Fig. 450 dar.[1]) *d* bezeichnet die Welle, welche unter Vermittlung des Kuppelstücks *e* die Zuschiebung betätigt. Das Rädchen *a* ist dem Zu-

[1]) Nach American Machinist, November 1901, S. 1177.

schiebungsbetrieb angeschlossen. Es dreht das größere Rädchen *b* links oder rechts herum, je nachdem der Bohrer gegen das Werkstück geschoben oder von diesem zurückgezogen wird. Die Verhältnisse sind so gewählt, daß die größte Bohrerverschiebung keine ganze Drehung von *b* zur Folge hat. Mit Hilfe einer an *b* ausgebildeten Aufspannut und an Hand des am Rande der Scheibe *g* angegebenen Maßverzeichnisses wird der Frosch *f* in geeigneter Lage befestigt, so daß er, gegen die Nase *c* eines Winkelhebels stoßend, den Kuppelteil *e* zurückzieht. Der Zeiger *z* ist am Zapfen, um den sich *b* dreht, befestigt und die Scheibe *g* kann am Rade *b* gleiten. Man verschiebt, sobald der Bohrer das Werkstück berührt, den Nullpunkt der Scheibe *g* zur Spitze des Zeigers und kann dann rasch die richtige Lage des Frosches *f* finden (z. B. für 7 cm Lochtiefe). Die Nase *c* ist aufklappbar, um nach Bedarf den Frosch vorbeigehen zu lassen. Das kann benutzt werden, wenn mehrere Löcher verschiedener Tiefe zu bohren sind, indem man mehrere Frösche anbringt. Der Boden hinter *c* wird aber, sobald die Bohrspindel um das zulässige Maß verschoben ist, von dem Stift *s* getroffen und dann der Betrieb jedenfalls ausgerückt.

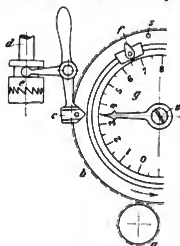


Fig. 450.

Es ist hier noch eines selbsttätigen Ausrückens zu gedenken, welches zwar keiner eigentlichen Wegesbegrenzung dient, aber erwähnt werden muß, nämlich das selbsttätige Ausrücken, sobald der Widerstand ein gewisses Maß überschreitet. Man verwendet für diesen Zweck Nachgiebigkeiten im Antrieb, welche dem zulässig höchsten Widerstande entsprechen. Derartiges kommt auch bei anderen Aufbereitungsmaschinen vor, z. B. in Gestalt sogenannter Brechstücke bei Walzwerken, das sind leicht ersetzbare Verbindungsteile, welche bei der Überschreitung der für andere, teurere Maschinenteile zulässigen Beanspruchung brechen, um letztere vor Bruch zu schützen.

Für die spanabhebenden Werkzeugmaschinen kommen zu diesem Zweck in erster Linie die Treibriemen in Frage: man wählt deren Abmessungen in betreffenden Fällen absichtlich so klein, daß die Riemen nicht imstande sind, eine für andere Maschinenteile gefährlich große Kraft zu übertragen. Manche Reibkupplungen lassen sich, wie weiter oben schon angedeutet, im gleichen Sinne verwenden und werden so verwendet.

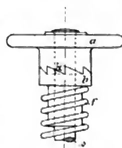


Fig. 451.

Aber auch Klauenkupplungen sind für den vorliegenden Zweck brauchbar. Bei manchen Schraublehren[1]) ist der Knopf *a* (Fig. 451) um die Meßschraube *s* an sich lose drehbar; ihre Drehung wird aber auf letztere mittels einer Klauen- oder Zahnkupplung übertragen, deren Zähne in der Drehrichtung, bei welcher die Schraube angezogen wird, die Kupplung zu lösen versuchen. Dem tritt eine auf den verschiebbaren Kuppelteil *b*

[1]) Herm. Fischer, Allgem. Grundsätze und Mittel des mechan. Aufbereitens. Leipzig 1888, S. 22.

einwirkende Feder *f* entgegen. Wird der Widerstand, den die Schraube *s* erfährt, zu groß, so gibt die Feder *f* nach. Genau so, natürlich mit entsprechender Ausgestaltung, werden in geeigneten Fällen Antriebe der Werkzeugmaschinen ausgeführt, z. B. solche, die zum Einschneiden des Gewindes für Stift- oder Kopfschrauben bestimmt sind.[1]) Durch Anspannen der Feder läßt sich die Kupplung einstellen. Soll in beiden Drehrichtungen selbsttätiges Ausrücken stattfinden, so gestaltet man wohl die Zähne der Kupplung nach Fig. 452, wobei nach Umständen die Abschrägung der Zähne an einer Seite anders als an der zweiten gemacht wird.


Fig. 452.

Nennt man den Druck der Feder *Q* und die zu übertragende Umfangskraft *P*, so tritt — wenn man von Reibungswiderständen absieht — das Ausrücken ein, sobald:

$$P. > Q. \operatorname{tg} \alpha$$

wird. Vermöge der zwischen den Zähnen auftretenden Reibung muß jedoch, wenigstens wenn das Ausrücken mit einiger Geschwindigkeit stattfinden soll, *P* erheblich größer sein, als jener Ausdruck angibt. Es hängt dieser Mehrbetrag von der Reibungswertziffer ab. Da diese im vorliegenden Falle nicht einmal angenähert richtig geschätzt werden kann, so leidet die Selbsttätigkeit dieser Ausrückvorrichtung an einer gewissen Unsicherheit. Diese in der wechselnden Größe der Reibungswertziffer *f* liegende Unsicherheit hat Rieppel[2]) für Widerstände, welche in der Achsenrichtung von Schrauben (für das Zuschieben der Bohrer, für das Verschieben der Drehbankschlitten und dgl.) liegen, dadurch umgangen, daß er diesen Widerstand unmittelbar zum Fortrücken des verschiebbaren Teils der Kupplung (es ist Reibkegelkupplung verwendet) benutzt. Rieppel nennt diese selbsttätige Ausrückvorrichtung — wenig zutreffend — Druckschaltung. Sie dürfte — in entsprechender Ausgestaltung — häufigere Verwendung verdienen, als sie bisher gefunden hat.

3. Selbsttätige Umkehr der Bewegungsrichtung.

a) Die Kurbel und das Reichenbachsche Kehrrad liefern ohne weiteres die Umkehr des Schlittens oder sonstigen in gerader Linie verschobenen Maschinenteils, sobald das Wegesende erreicht ist. Anders verhalten sich alle übrigen Bewegungsmittel, weil — um volle Freiheit in der Regelung der Wegelänge zu haben — notwendig ist, die Umkehr von der Schlittenbewegung abzuleiten. Der Schlitten ist nun ohne weiteres imstande, den bisherigen Antrieb zu unterbrechen, da er sich so lange bewegt, wie die Ausrückung nicht vollzogen ist. Mit dem Ausrücken des Antriebes kann aber der Schlitten zum Stillstand kommen und ist dann nicht mehr imstande, irgend welche, die rückläufige Wirkung veranlassende Steuerungsmittel zu betätigen. Hierfür ist, wenn man von der Herbeiziehung einer besonderen Kraftquelle absieht, erforderlich, vor dem Ausrücken des Antriebes eine gewisse Arbeitsmenge so aufzuspeichern, daß sie nach dem Ausrücken der einen Betriebsrichtung die andere einzurücken vermag.

Die Masse des Schlittens selbst und dessen, was sich mit ihm bewegt, kann als derartiger Speicher benutzt werden und dient denn auch häufig den vorliegenden Zwecken, wenn die Schlittengeschwindigkeit einige Größe

[1]) Vgl. weiter unten unter Gewindeschneiden.
[2]) Z. 1883, S. 307, mit Abb.

hat, es bewegt sich dann der Schlitten nach dem Ausrücken der bisherigen Betriebsrichtung noch weiter und rückt dabei die neue Betriebsrichtung ein.

Fig. 453 zeigt die ältere, hierher gehörige Einrichtung. *B* ist die Steuerwelle, welche das Kehrgetriebe (S. 179 u. f.) betätigt. Auf *B* sitzt der sogenannte Stiefelknecht *A*, dessen beide Klauen nicht in derselben Ebene liegen. Mit Hilfe einer Aufspannut sind an dem Schlitten *S* zwei Frösche oder Knaggen *K* befestigt, von denen der eine in die Bahn der einen, der andere in die Bahn der anderen Klaue *A* fällt. Wenn nun der Schlitten *S* sich z. B. in der Pfeilrichtung bewegt, so stößt schließlich der rechtsseitige Frosch *K* gegen die linksseitige Klaue *A*, dreht infolgedessen die Steuerwelle *B*, so daß der Antrieb ausgerückt wird, dreht sie aber sofort weiter bis in die gestrichelt gezeichnete Lage *A*, wobei das Einrücken der neuen Betriebsrichtung stattfindet. Wird hierbei — und durch andere Widerstände — die lebendige Kraft des Schlittens nebst Zubehör nicht verbraucht, so kann *K* über den Stiefelknecht hinweggleiten, z. B. in die gestrichelt gezeichnete Lage K_1 sich begeben, ohne den Stiefelknecht und die Steuerwelle weiter zu beeinflussen. Indem die Steuerwelle um den Winkel a nach links gedreht wird, gelangt die rechts liegende Klaue *A* in eine solche Lage, daß sie demnächst von dem zu ihr gehörigen Frosch nach rechts verschoben werden kann. Die Steuerwelle schwingt also bei Vollendung jedes Schlittenweges um den bestimmten Winkel a, welcher zur Betätigung des betreffenden Kehrgetriebes zur Verfügung steht.

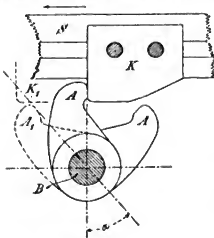


Fig. 453.

Die Rückbewegung des Hobelmaschinentisches erfolgt regelmäßig rascher — zuweilen in 1/4 der Zeit — als die Arbeitsbewegung. Sind die Klauen *A* unter sich gleich lang, so werden am Ende des Rücklaufs die Treibriemen demgemäß viel rascher verschoben als am Ende des Arbeitsganges. Das wird durch ungleiche Länge der Daumen vermindert oder ganz vermieden.

Um die Umsteuerung rasch und bequem auslösen zu können, hat die Maschinenfabrik Brune[1]) die Enden der Klauen mit Bolzen *A* (Fig. 454) versehen, welche für gewöhnlich von den Fröschen *K* getroffen werden, aber, wenn herausgezogen, die Frösche *K* frei vorübergehen lassen. Ein mit der Steuerwelle *B* verbundener Handhebel gestattet jederzeit umzusteuern. Statt solcher ausziehbarer Bolzen verwendet man auch zurückzuklappende Frösche oder Anschlagstücke, um die selbsttätige Steuerung unwirksam zu machen.

Bei dem Zusammentreffen des Frosches *K* mit dem Ende der ruhenden Klaue *A* entsteht ein Stoß, der um so größer ausfällt, je größer die Geschwindigkeit des Frosches und je größer die Massen des Stiefelknechtes und der mit ihm verbundenen, in Bewegung zu versetzenden Teile sind. Man sucht deshalb Klauen, Steuerwelle und Zubehör möglichst leicht und

---

[1]) Z. 1902, S. 1619, mit Abb.

elastisch nachgiebig zu machen. Um das Geräusch zu mindern, versieht man wohl die Klauen mit Löchern und füllt diese mit Blei.

Allmähliches, fast stoßfreies Umsteuern ermöglicht die folgende Einrichtung. Die Steuerwelle liegt neben dem Schlitten, in der Richtung seiner Bewegungen. Auf der Steuerwelle sitzt ein Muff mit krummer Nut, in welche eine gerade geführte, von den Fröschen betätigte Rolle greift und hierdurch die Steuerwelle um den Winkel α (Fig. 453) nach links und rechts dreht.[1])

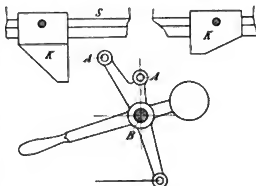


Fig. 454.

Alfred Eschers[2]) Steuerung (Fig. 455) ist der soeben kurz beschriebenen verwandt, aber einfacher. Auf der Steuerwelle B sitzt ein Muff mit Kamm D. Gegen letzteren legen sich Rollen K, deren Zapfen am Schlitten S einstellbar sind. Die Rollen drehen in leicht ersichtlicher Weise die Steuerwelle A rechts oder links, und zwar ohne Stoß, wenn man die Begrenzung des Kamms richtig wählt. Ein Hebel C gestattet das Steuern mittels der Hand. Da das Umsteuern vor Beginn des Schnittes beendigt sein und andererseits nicht vor Beendigung des Schnittes beginnen soll, so bedingen diese Steuerungen im allgemeinen einen größeren Zeitverlust als die durch den Stiefelknecht betätigten.

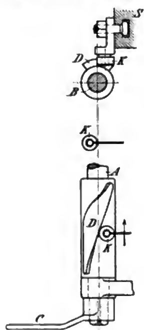


Fig. 455.

Rücksichtnahme auf bequeme Zugänglichkeit veranlaßt für kleine Maschinen zuweilen, die Frösche an der den Schlitten bewegenden Welle anzubringen, statt an dem Schlitten selbst. Zu diesem Zwecke ist auf der Welle a (Fig. 456) eine ebene Scheibe b mit kreisförmiger Aufspannut befestigt, wobei letztere dem Anschrauben der Frösche K dient. Die Frösche K stoßen gegen einen an der Steuerwelle sitzenden Arm. Hierbei muß das in die Zahnstange des Schlittens greifende Rad so groß sein, daß es auch für den größten Schlittenweg keine ganze Drehung zu machen braucht. Es kommt vor, daß man die Welle a (Fig. 456) von der Antriebswelle des Schlittens aus durch Räder antreibt, welche die Drehung von a so verlangsamen, daß hier weniger als eine ganze Drehung vorliegt, während die Antriebswelle deren mehrere macht. Man bringt auch zu gleichem Zweck die Aufspannut und die Frösche K an der Außenfläche einer Walze b (Fig. 457) an. Das bedingt jedoch, daß die Arme, gegen welche die Knaggen K stoßen sollen, bei jeder Verstellung der letzteren in eine andere Lage gebracht werden müssen.

b) Nicht selten ist das Arbeitsvermögen des Schlittens nicht ausreichend, um den vorliegenden Zweck ganz zu erzielen. Alsdann nimmt man eine

[1]) Z. 1897, S. 1035, mit Abb.
[2]) D.R.P. No. 137228.

besondere Arbeitsaufspeicherung vor. Der hierher gehörige Umfaller[1]) kommt in zwei Ausführungsformen vor. Fig. 458 zeigt die einfachere derselben. Es ist an der Steuerwelle *B* ein nach oben gerichteter Hebel *c* befestigt, an dessen oberem Ende sich ein Gewicht befindet. Während die Steuerwelle behufs Ausrückens, also um $\frac{a}{2}$ gedreht wird, gelangt das Gewicht in seine höchste Lage. Von hier ab sinkt es nach unten und hilft

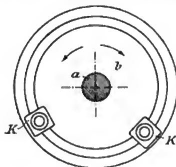


Fig. 456.

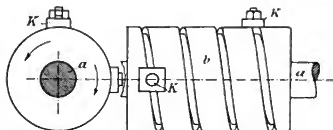


Fig. 457.

also die Steuerwelle weiter zu drehen. Ein Paar Anschläge *E* begrenzen die Schwingungen des Hebels *C*.

Wirksamer ist die durch Fig. 459 abgebildete zweite Einrichtung. Es wird die Steuerwelle *B* nicht unmittelbar angetrieben, sondern zunächst der Hebel *C*, z. B. durch geeignete Frösche und eine Stange mit Schleife *F*.

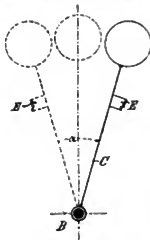


Fig. 458.

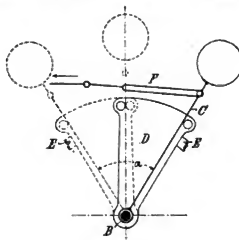


Fig. 459.

Letztere umgreift einen Zapfen des Hebels *C*. Hebel *C* ist um *B* frei drehbar und wird für sich emporgerichtet, wenn die Schleife *F* in der Pfeilrichtung sich verschiebt. Fest auf *B* sitzt der Hebel *D*. Er ist mit zwei Zapfen versehen, welche in die Schwingungsbahn von *C* ragen. In dem Augenblicke, in welchem *C* die nahezu senkrechte Lage erreicht hat, wird der linksseitige Zapfen von *D* berührt, so daß *D* sich mit *C* nach links bewegen muß. Bis dahin hat also die Steuerwelle keinerlei Drehbewegung

[1]) Dinglers polyt. Journal 1825, Bd. 18, S. 40; S. 269; 1829, Bd. 34, S. 81; 1842, Bd. 83, S. 265; 1877, Bd. 223, S. 372; Bd. 224, S. 500; Bd. 225, S. 139, mit Abb.

erfahren, war also der Antrieb des Schlittens noch ungeschwächt. Es beginnt nunmehr das Ausrücken, so daß bei dessen Vollendung der Hebel *C* schon eine starke Neigung nach links hat, also erforderlichenfalls das Einrücken der neuen Betriebsrichtung allein übernehmen kann.

Diese mit umfallenden Gewichten versehenen Steuerungsvorrichtungen verursachen mehr oder weniger heftige Stöße gegen die Anschläge *E*. Man mindert diese Stöße, indem man das Gewicht durch eine Feder ersetzt.

Fig. 460 stellt eine Einrichtung dar, welche sich im wesentlichen nur durch Fehlen des Gewichtes von der durch Fig. 485 abgebildeten unterscheidet. Die Steuerwelle *B* wird z. B. durch einen Stiefelknecht oder auch

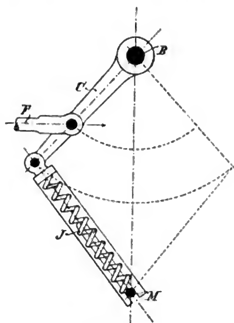


Fig. 460.

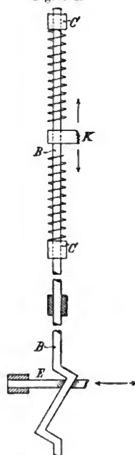


Fig. 462.

Fig. 463.

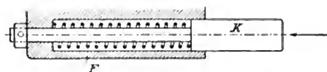


Fig. 461.

durch die Stange *F* betätigt. Während der auf ihr festsitzende Hebel *C* sich aus seiner linksseitigen in die Mittellage begibt, ist der bisherige Antrieb noch tätig. Es wird in dieser Zeit die auf den Bolzen *M* sich stützende Feder *J* gespannt, welche, nachdem Hebel *C* die Mittellage durchschritten hat, diesen bis in seine rechtsseitige Endlage drückt.

Auch die Vorrichtung, welche Fig. 449 darstellt, wird im vorliegenden Sinne gern verwendet, und zwar in mannigfacher Durchbildung.

Behufs genauen Einstellens versieht man die Klaue des Stiefelknechts, oder den diese ersetzenden Hebel, mit einem Keil[1]) oder einzustellenden Daumen.[2])

[1]) Z. 1900, S. 945.
[2]) Z. 1902, S. 1620, mit Abb.

Für wenig genaue Hubbegrenzung ist die folgende Federanordnung geeignet: Fig. 461 stellt einen der sogenannten Frösche dar, welche am Schlitten befestigt sind. Jeder Frosch besteht aus einem Gehäuse *F*, in welchem der Kolben *K* verschiebbar ist. Eine Feder sucht den Kolben nach rechts zu schieben, ein Stellring hindert ihn am Herausfallen. Wenn nun dieser Frosch auf dem Wege nach rechts gegen die betreffende Klaue eines Stiefelknechts, oder besser gegen ein in gerader Linie ausweichendes Umsteuerungsmittel stößt, so wird der Kolben zunächst in sein Gehäuse zurückgedrängt. Erst wenn die Federspannung groß genug geworden ist, um die ruhende Reibung der Steuerung zu überwinden, wird letztere betätigt. Da der Reibungswiderstand mit dem Eintritt der Bewegung abnimmt, so entspannt sich die Feder *F*, indem der Kolben *K* die Steuerung fortschnellt. Auf gleichem Grundgedanken beruhende Umsteuerungen findet man in mannigfachen Ausführungsformen. Fig. 462 und 463 stellen noch ein Beispiel dar. Am Schlitten sitzt eine Öse *K* fest, welche die Steuerstange *B* umschließt. *B* ist so geführt, daß sie sich in ihrer Längenrichtung frei verschieben kann; sie trägt Stellringe *C* mit Schraubenfedern. Die Verschiebung von *B* kann nun entweder ohne weiteres zur Riemenverschiebung benutzt oder z. B. auf eine die Umsteuerung vermittelnde Querstange *E* (Fig. 463) übertragen werden.

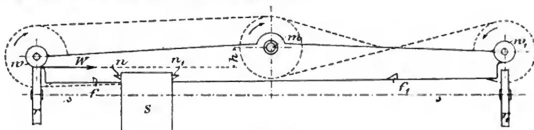


Fig. 464.

Da der Zeitpunkt, in welchem die Spannung der Feder die ruhende Reibung der Steuerteile überwindet, unbestimmt ist, so liefern die in Fig. 461 bis 463 abgebildeten Einrichtungen keine genaue Begrenzung des Schlittenweges.

Bei manchen Antriebsarten genügt das Umsteuern, um die neue Betriebsrichtung bis zum folgenden Umsteuern zu erhalten, z. B. wenn Klauenkupplungen angewendet werden oder die Umkehr durch Verschieben des Treibriemens auf eine andere Rolle stattfindet. Viele Reibkupplungen dagegen, z. B. diejenigen mit kegelförmigen Reibflächen, bedürfen dauernden Andrucks. Auch bei Wurmrad- und Zahnradeinrückungen ist ein solcher dauernder Andruck nötig, wenn derselbe auch kleiner ist wie bei den Kupplungen mit kegelförmigen Reibflächen. Dieser Andruck kann durch den Betriebswiderstand herbeigeführt werden — man nennt die betreffenden Einrichtungen: selbstspannende Kupplungen — oder durch eine besondere äußere Kraft.

Ein Beispiel für den Andruck durch den Betriebswiderstand stellt Fig. 464 dar. Den Schlitten *S* (an welchem die Spindel eines Langlochfräsers gelagert ist) verschiebt die Schraube *s* längs seiner Führung, indem die Schraube zeitweise sich links, zeitweise rechts dreht. Auf den Enden der Schraube *s* sitzen die Wurmräder r und r_1 fest. Zwei Wurme, w und w_1,

sind in den Enden eines doppelarmigen Hebels gelagert, welcher um die Achse *m* schwingen kann; diese Achse ist gleichzeitig die Achse der Antriebswelle, und auf letzterer sitzen zwei Riemenrollen, die — mittels offenen bzw. gekreuzten Riemens — Wurm *w* bzw. w_1 antreiben. Bringt man durch Rechtsschwingen des doppelarmigen Hebels Wurm w_1 mit r_1 in Eingriff, so berühren sich *w* und *r* nicht, und umgekehrt sind w_1 und r_1 außer Eingriff, wenn *w* und *r* miteinander arbeiten. Ersterer Eingriff liefert die eine, der andere die entgegengesetzte Drehrichtung der Schraube *s*. Die Umsteuerung bewirken die am Schlitten *S* festen Nasen *n* und n_1, indem sie gegen die am doppelarmigen Hebel einstellbaren Frösche *f* und f_1 stoßen. Es ist nun eine gewisse Kraft nötig, welche verhindert, daß der dem arbeitenden Wurm gebotene Widerstand den Wurm außer Eingriff bringt. Deshalb sind die in der Figur durch Pfeile angegebenen Drehrichtungen der Wurme gewählt, auch ist die Achse *m* höher gelegt als die Angriffsstellen der Wurme. Demnach übt z. B. der Widerstand *W* auf den doppelarmigen Hebel das linksdrehende Moment $W \cdot h$ aus, drückt also *w* um so tiefer gegen *r*, je größer der zu überwindende Widerstand ist.

Ein solcher sich selbst steigernder Andruck ist zulässig, solange wie bei Schaltbewegungen die Massenwirkung, welche bei der Umkehr der Drehrichtung auftritt, klein ist; für die Arbeitsbewegung — bei der größere Gewichte mit viel größerer Geschwindigkeit verschoben werden — führt sie dagegen, wie bei Klauenkupplungen, mehr oder weniger heftige Stöße herbei, die nur dann in erträglichen Grenzen gehalten werden können, wenn man in irgend einer Weise Nachgiebigkeiten anbringt. Das ist bei dem Waltersehen Antrieb[1]) durch Riemenantrieb der betreffenden Kupplungen erreicht. Solche selbstspannende Kupplungen dürfen demnach nur mit besonderer Vorsicht angewendet werden.

Das am Hebel *C* (Fig. 458 und 459) sitzende Gewicht liefert ohne weiteres einen dauernden Andruck der Kupplung (die Anschläge *E* fallen dann fort), und zwar einen begrenzten, so daß — bei sonst geeigneter Durchbildung der Kupplung — ein Gleiten eintritt, sobald der Widerstand zu groß wird. Die Feder, welche nach Fig. 460 jenes Gewicht zu ersetzen bestimmt ist, ist für den dauernden Andruck wenig geeignet, weil sie in den Endlagen entspannt ist.

c) Das Umsteuern wird auch durch eine besondere Kraftquelle bewirkt, so daß die Tischbewegung nur veranlassend auftritt: also zwischen den umsteuernden Fröschen und den Teilen, welche diese zu verschieben haben, nur geringe Drücke auftreten, selbst dann, wenn sich der Umsteuerung sehr große Widerstände entgegensetzen. Hierfür bietet eine Sellerssche Hobelmaschine[2]) ein bemerkenswertes Beispiel. Das Kehrgetriebe beruht (nach Fig. 391, S. 182) auf einem verschiebbaren Doppelkegel, welchen die Welle mit der einen oder anderen der sich in entgegengesetzten Richtungen drehenden Riemenrollen kuppelt. Ein besonderer Antrieb rückt aus und schiebt den Doppelkegel zunächst mit mäßigem Druck in den sich umgekehrt drehenden Hohlkegel, so daß das vorhandene Arbeitsvermögen des Schlittens allmählich getötet und ebenso allmählich die Beschleunigung in der neuen Bewegungsrichtung des Tisches stattfindet. Nunmehr erfolgt das volle Eindrücken des Kupplungskegels.

---

[1]) D.R.P. No. 32840. Z. 1886, S. 593, mit Abb., 1890, S. 128, mit Abb.
[2]) Z. 1891, S. 247, mit Abb.

Ebenso bemerkenswert ist die Gordon-Steuerung.[1]) Der Kupplungs-Doppelkegel wird durch eine in einer Bohrung der zugehörigen Welle verschiebbare Stange H (Fig. 465) dem einen oder anderen Hohlkegel genähert. H ist mit einer Zahnstange versehen, welche in den an der Welle G festen Zahnbogen e greift. Ferner sitzt auf G der Hebel Gb fest, so daß durch die Schwingung des letzteren von b nach b_1, bzw. umgekehrt, die Umsteuerung vollzogen wird. An b greift nun eine Kolbenstange ab, deren Kolben in dem festen Stiefel C durch Druckluft hin- und hergeschoben werden kann. Ein Schieber oder Hahn, welchen der Hebel A betätigt, läßt zu diesem Zwecke die Druckluft vor oder hinter dem Kolben ein- oder austreten. A ist mittels Stange J mit dem Hebel L verbolzt, den bei a ein Bolzen mit der Kolbenstange verbindet. Auf das Ende c des Hebels L wirken — mittelbar — die Frösche des Hobelmaschinenschlittens. In der gezeichneten Stellung möge diese Einwirkung so stattfinden, wie der bei c angegebene Pfeil angibt. Es wird dann A und mit

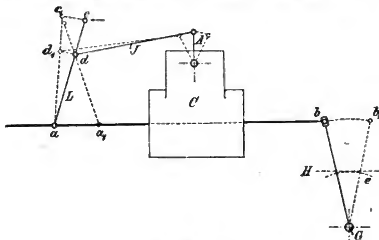


Fig. 465.

ihm der Verteilungsschieber aus seiner Mittellage so verschoben, daß links vom Kolben Druckluft eintritt, die rechts befindliche Luft aber austreten kann. Der Kolben und dessen Stange bewegen sich nach rechts, die Stange H wird ebenfalls nach rechts verschoben und dadurch der bisherige Schlittenantrieb umgesteuert. Es bewegt sich aber auch a nach a_1, folglich der Knotenpunkt d von d_1 zurück in seine alte Lage, so daß A und der Verteilungsschieber der Druckluft wieder in ihre Mittellage kommen. Links vom Kolben befindet sich Druckluft, welche nun die Stange so lange nach rechts drückt, also die Kupplung für den neuen Betrieb geschlossen hält, bis der Schlitten das Hebelende von c_1 nach c verdrängt. Das Einschalten des Hebels L bewirkt insbesondere, daß der Kolben und dessen Stange ab nicht zu rasch von links nach rechts sich bewegen, also die Umsteuerung nebst Verzögerung und Beschleunigung des Schlittens nicht in zu kurzer Zeit durchgeführt wird; er vermittelt ferner, daß der Hebel A wieder in seine Mittellage zurückgebracht wird.

d) Wenn eine selbsttätige Umsteuerung in Wirksamkeit getreten ist, so schließt sie willkürliches Eingreifen aus. Es kommen aber Fälle vor,

[1]) Z. 1898, S. 521, mit Abb.

in denen ein Umsteuern mit der Hand auch in der Nähe des Schlitten-Hubendes notwendig wird. Deshalb sollen die Umsteuerungseinrichtungen so ausgebildet werden, daß sie jederzeit das Eingreifen des die Maschine bedienenden Arbeiters gestatten. Die weiter oben angeführten Steuerungen von Brune, Escher, Sellers[1]) und die einseitig offene Hobelmaschine von Billeter[2]) enthalten hierher gehörige Beispiele.

4. Rascher Rückgang. In zahlreichen Fällen soll der Schlitten in der einen Bewegungsrichtung eine größere Geschwindigkeit haben als in der andern. Insbesondere ist solches der Fall, wenn nur in der einen Bewegungsrichtung gearbeitet wird. Die zweite dient dem Rückgang; es soll bei dieser der Weg in kürzerer Zeit durchschritten werden.

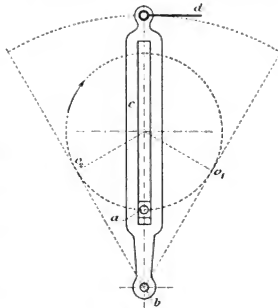


Fig. 466.

Dieser rasche Rückgang läßt sich bei Kurbelantrieb dadurch erreichen, daß man für den Arbeitsgang einen größeren, für den Rückgang einen kleineren Teil der Kurbeldrehung verwendet. Nach Fig. 466 greift der Kurbelzapfen *a* in den langen Schlitz der Schwinge *c*, welche um den festen

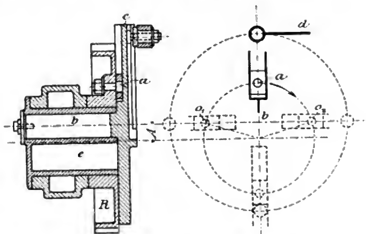


Fig. 467. Fig. 468.

Bolzen *b* sich drehen kann und durch die Stange *d* den betreffenden Schlitten hin- und herbewegt. Man erkennt aus der Figur ohne weiteres, daß die toten Punkte der Kurbel in o_1 und o_2 liegen, und daß — bei der durch einen Pfeil angegebenen Drehrichtung der Kurbel — die Bewegung der

---

[1]) Z. 1891, S. 247, mit Abb.
[2]) Z. 1897, S. 1035, mit Abb.

Stange *d* nach links in einer Zeit stattfindet, welche der Länge des Bogens $o_1 o_2$ entspricht, während für die entgegengesetzte Bewegung von *d* eine dem Bogen $o_2 o_1$ angehörige viel größere Zeit verbraucht wird. In gedrungener Bauart zeigen Fig. 467 im Schnitt und Fig. 468 schematisch dasselbe Mittel für den raschen Rückgang verwertet. Das Zahnrad *R* dreht sich mit gleichförmiger Geschwindigkeit frei um den Hals des festliegenden Körpers *e*. An *R* sitzt die Kurbelwarze *a*, welche unter Vermittlung eines sogenannten Steins in eine Nut des T-förmigen Maschinenteils *bc* greift. Dieser dreht sich frei in einer Bohrung von *e*, deren Achse um *A* von derjenigen des Rades *R* abweicht. An *c* ist eine Aufspannut zur Aufnahme eines zweiten Kurbelzapfens angebracht, und an letzteren greift die zur Betätigung des Schlittens dienende Stange *d*. Aus Fig. 468 ist ersichtlich, daß der Kurbelzapfen, an welchen *d* greift, sich dann in seinen Todlagen befindet, wenn der Kurbelzapfen des Rades *R* bei o_1, bzw. o_2 angekommen ist. Bei der angedeuteten Drehrichtung braucht der eine Weg des Schlittens die Bogenlänge $o_2 o_1$, während der andere mit $o_1 o_2$ auskommen muß.

Man kann mittels dieser Anordnungen den Zeitaufwand für den einen Weg bis auf ein Drittel der für den Arbeitsweg verwendeten vermindern. Größere Geschwindigkeitsunterschiede können durch Zusammenfügen mehrerer solcher Kurbelschleifen gewonnen werden.[1])

Bei Kurbelbetrieb läßt sich der rasche Rückgang auch durch Einschalten eines Vorgeleges mit unrunden Rädern erzielen. Vor Jahren wurde hiervon häufig Gebrauch gemacht, jetzt hat man dieses Mittel fast ganz aufgegeben, und zwar wegen des unruhigen Ganges der Räder.

Bei Zahnstangen-, Schrauben- oder dergleichen Betrieb des Schlittens ist der rasche Rückgang auf sehr verschiedene Weise zu erreichen, und zwar:

a) durch verschiedene Halbmesser der im Kehrgetriebe verwendeten Riemenrollen; vgl. Fig. 391, S. 182; Fig. 393, S. 183.

b) bei gleichem Durchmesser der Rollen durch verschieden große Räder; vgl. Fig. 388 und 389, S. 181; endlich

c) nur durch Räder; vgl. Fig. 406 bis 408, S. 188 und 189.

Am gebräuchlichsten sind die unter *a* genannten Verfahren. Die unter *b* angeführten sind neuerdings fast verdrängt, weil während des raschen Rückganges diejenigen Triebwerksteile, welche den langsameren Arbeitsgang hervorzubringen haben, sich sehr rasch rückwärts drehen müssen, wodurch die schädliche Massenwirkung vergrößert wird.

Zu den unter c angeführten Beispielen gehört noch das folgende. Es war zu Fig. 447, S. 206 angegeben, daß der um *d* sich lose drehende Wurm *a* in das Wurmrad *b* greife, um die den Schlitten betätigende Schraube zu drehen. Wenn man nun auf *c* einen zweiten Bolzen *d* steckt, diesen gerade so ausstattet wie den früher beschriebenen, aber dem Wurm die entgegengesetzte Neigung gibt, und außerdem das Übersetzungsverhältnis zwischen Wurm und Wurmrad oder der Kegelräder anders macht, so gewinnt man bei dem Einrücken des letzteren Getriebes nicht allein die entgegengesetzte Bewegungsrichtung des Schlittens, sondern auch eine andere Geschwindigkeit für diesen. Hier wird die Umkehr der Bewegungsrichtung und die andere Geschwindigkeit durch Heben des einen oder andern *d* erzielt.

---

[1]) Vgl. Z. 1902, S. 825.

Die bei dem Hubwechsel auftretenden Massenwirkungen rühren zum Teil von den geradlinig hin- und herbewegten Teilen, insbesondere dem Schlitten her — vgl. S. 199, 200 —, zum Teil aber auch von den kreisenden Maschinenteilen, welche ihre Drehrichtung wechseln müssen. Rechnet man z. B. bei 400 mm Rollendurchmesser auf 1 cm Riemenbreite und die Einheit der Riemengeschwindigkeit v bezogen 130 ccm oder 0,98 kg Eisen, so daß dessen Masse $m = 0{,}1$ wird, und sieht von allen anderen Reibungswiderständen ab, so erhält man:

$$\frac{m \cdot v^2}{2} = 1{,}25 \text{ für } v = 5 \text{ m}$$
$$\text{„} = 5{,}0 \text{ für } v = 10 \text{ m}$$
$$\text{„} = 11{,}25 \text{ für } v = 15 \text{ m}$$

und nimmt man den Gleitwiderstand des Riemens seiner Leistungsfähigkeit etwa gleich, z. B. 5 kg für 1 cm Riemenbreite an, so ist der allein für die Massenwirkung der Riemenrolle erforderliche Gleitweg $\mathfrak{W} = \frac{m \cdot v^2}{5 \cdot 2}$ und die Zeit $z = \frac{m \cdot v}{10}$:

$$\text{für } v = 5 \text{ m} : \mathfrak{W} = 0{,}25 \text{ m}, \quad z = 0{,}05 \text{ Sek.}$$
$$\text{für } v = 10 \text{ m} : \mathfrak{W} = 1{,}5 \text{ m}, \quad z = 0{,}1 \text{ Sek.}$$
$$\text{für } v = 15 \text{ m} : \mathfrak{W} = 2{,}25 \text{ m}, \quad z = 0{,}15 \text{ Sek. usw.}$$

Um diese Gleitlängen kleiner zu machen, muß der Riemen stärker angespannt als seine eigentliche Arbeitsleistung erfordert, im ganzen die von dem Riemen geleistete, auf die Zeiteinheit bezogene Arbeit größer werden. Das wirkt zurück auf die Wellenleitung, die Dynamomaschine oder den sonstigen Antrieb. Diese Rückwirkung wird durch Schwungräder an den sich stets in gleicher Richtung drehenden Teilen, der Antriebswelle, dem Deckenvorgelege, der Dynamomaschine, oder auch den losen Riemenrollen (z. B. bei Fig. 391 bei *b* und *d*).[1])

5. Ableitung der Schaltbewegung. Bei geradlinigem Hauptweg (S. 36) bewirkt man die Schaltung regelmäßig dann, wenn vor Beginn eines Schnittes das Werkstück vom Werkzeug noch nicht berührt wird. Das gilt insbesondere von Hobel-, Feil- und Stoßmaschinen. Bei Fräsmaschinen für Zahnräder findet das seitliche Fortrücken um eine Zahnteilung ebenfalls vor Beginn eines neuen Schnittes und bevor der Fräser mit dem Werkstück in Berührung getreten ist, statt. Die Langlochfräsmaschinen unterscheiden sich von den vorigen insofern, als das Zuschieben des Fräsers in seiner Achsenrichtung meistens an den Enden des geradlinigen Hauptweges stattfindet, aber der Fräser während dieses Tiefersenkens arbeiten muß. Die hier angeführten Maschinen verlangen also ein ruckweises Schalten, und zwar während der Zeit, die auch zur Umkehr des Schlittens benutzt wird.

Man kann diese Schaltbewegung bei Kurbelantrieb von der Kurbelwelle ableiten, weil jeder Kurbeldrehung ein Hin- und ein Herweg entspricht, und die Wegesenden des Schlittens genau mit den Todpunkten der Kurbel zusammenfallen. Ähnliches ist bei den sonstigen Betriebsarten nicht möglich; hier kann man nur die Schlittenbewegung selbst für das Ableiten der Schaltung heranziehen.

In allen Fällen kommen Schalträder zur Verwendung, welche das ruckweise Fortbewegen entweder tätig bewirken oder zulassen. Sie

[1]) Vgl. D.R.P. No. 127998, 130067, 131372. Z. 1904, S. 308, mit Abb.

sollen hier zunächst kurz erörtert werden und dann erst die Betätigung der Schalträder, Klinken usw. durch die Kurbelwelle oder den Schlitten.

a) Als Schalträder für tätiges, ruckweises Bewegen sind vorwiegend die Sperräder, seltener die Räder mit Klemmklinke in Gebrauch.

Fig. 469 stellt ein gewöhnliches Sperrad *a* mit Klinke *b* dar. Letztere gleitet, wenn sie nach rechts bewegt wird, über die Zähne des Rades *a* hinweg, greift aber, wenn nach links bewegt, in die Zahnlücken und dreht dann das Rad um einen Bogen, der einer ganzen Zahl der Zähne entspricht. Wenn nämlich das vordere Ende der Klinke bei Beginn ihrer Bewegung nach links nicht ohne weiteres auf eine Zahnbrust trifft, so bewegt sie sich zunächst allein; das Rad beteiligt sich an der Drehung erst, nachdem das Klinkenende die nächste Zahnbrust erreicht hat. Die Schwingung der Klinke ist deshalb regelmäßig größer als der Bogen, um welchen das Sperrad gedreht wird. Der Zapfen der Klinke *b* kann in einer geraden oder krummen Linie hin- und herschwingen; am besten ist es, wenn er um die Achse der Welle *m* schwingt, weil alsdann die Stirnfläche der Klinke gegenüber der Zahnbrust ihre Lage nicht ändert. Es muß dafür gesorgt werden, daß das Sperrad *a* nicht zurückschnellt, sobald die Klinke den Rückweg antritt. Hierzu genügt in manchen Fällen die Reibung der Welle *m* in ihren Lagern, andernfalls ist eine zweite, auf festen Bolzen steckende Klinke *c* erforderlich. Häufig legen sich die Klinken *b* und *c* durch ihr eigenes Gewicht gegen den Kranz des Rades *a*. Ist hierauf nicht mit Sicherheit zu rechnen, so läßt man sie durch Federn andrücken.

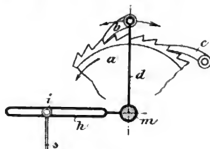


Fig. 469.

Die Klemmklinke (Fig. 470) legt sich auf den glatten Rand des Rades *a* und nimmt *a* von dem Augenblick an mit, in dem sie sich nach links zu bewegen beginnt. Heißt der Abstand des Berührungspunktes zwischen Klinke und Radkranz von der Geraden, welche die Mitte des Bolzens der Klinke mit der Mitte der Welle *m* verbindet, *e*, die Länge der Klinke *l* und die anzuwendende Reibungswertziffer *f*, so muß

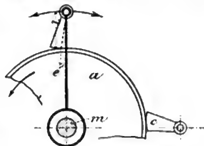


Fig. 470.

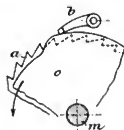


Fig. 471.

$$f \geqq \frac{e}{l}$$

sein, wenn die Klinke anfassen soll. Der Druck zwischen Radkranz und Klinke ist selbstverständlich ein sehr großer, weshalb man den Bolzen der Klinke mit der Welle *m* auf möglichst geradem Wege verbinden muß, so daß er um *m* nur zu schwingen vermag. Um den in der Richtung des Halbmessers auftretenden Druck zu mindern, gibt man dem Klinkenende,

welches gegen den Radkranz sich legt, keilförmigen Querschnitt und versieht den Radkranz mit einer hohlkeilförmigen, ringsum laufenden Nut. Es sind diese Klemmklinken für Metallbearbeitungsmaschinen wenig gebräuchlich.

Man regelt die Größe des Bogens, um welchen das Sperrad bei jedem Spiel der Klinke weiter gedreht wird, entweder dadurch, daß man bei unveränderlichem Schwingungsbogen der Klinke diese zunächst von dem Rade zurückhält, oder durch Ändern des von der Klinke beschriebenen Bogens. Für ersteres Verfahren deutet Fig. 471 eine Ausführungsform an. Seitwärts vom Rade *a* befindet sich eine einstellbare Platte *o*, deren Rand zum Teil über die Zahnspitzen des Sperrades hinwegragt, und die Klinke *b* ist so verbreitert, daß sie über dem Rande von *o* liegt. Wenn sie über dem größeren Halbmesser von *o* sich befindet, so kann die Klinke nicht eingreifen; erst nachdem sie einen der Lage von *o* angemessenen Teil ihres Weges zurückgelegt hat, vermag die Klinke mit den Zähnen des Sperrades in Berührung zu treten. Durch geeignetes Einstellen der Platte *o* kann auf diesem Wege das Eingreifen der Klinke sogar ganz verhindert werden. In etwas anderer Ausführungsform stellt die unten verzeichnete Quelle[1]) das gleiche Verfahren dar. Man macht davon wenig Gebrauch. Für das andere schon erwähnte gebräuchlichere Verfahren bietet Fig. 469 ein Beispiel. Mit dem um die Welle *m* schwingenden Hebel *d*, an welchem der zur Klinke *b* gehörige Bolzen sitzt, ist ein zweiter Hebel *h* fest verbunden. In diesem ist ein langer Schlitz oder eine Aufspannut zum Befestigen eines Bolzens *i* angebracht, an den die Stange *s* greift. Nähert man *i* der Welle *m*, so wird der Ausschlag der Klinke vergrößert, und befestigt man *i* in größerer Entfernung von *m*, so schwingt die Klinke in kleinerem Bogen.

Weiter oben wurde schon hervorgehoben, daß der Bogen, um welchen das Sperrad bei jedem Spiel der Klinke sich drehe, gleich der Bogenlänge sei, welche von einer ganzen Zähnezahl eingenommen wird, also gleich 1, 2, 3 usw. Zahnteilungen. Man muß sonach, um einigermaßen feine Regelung dieser Bogengröße zu ermöglichen, die Zahnteilung möglichst klein oder den Schwingungsbogen der Klinke möglichst groß machen. Hinsichtlich des letzteren ist man häufig beschränkt, und die zulässig kleinste Zahnteilung wird durch den Zahndruck bestimmt. Man kann nun die jedesmalige Drehung des Sperrades den verschieden großen Wegen der Klinke genauer dadurch anpassen, daß man mehrere Klinken zusammenfaßt und deren Länge verschieden macht, so daß entweder die eine oder die andere, diejenige, welche am ersten hierzu geeignet ist, zum Angriff kommt. Fig. 427 zeigt ein so wirkendes Klinkenpaar *b* und b_1. Man sieht, daß, wenn der rechtsseitige Todpunkt um eine halbe Zahnteilung weiter nach rechts gelegen hätte, die Klinke b_1 zum Angriff gekommen wäre. Ein solches Klinkenpaar bringt daher, wenn es richtig ausgeführt worden ist, denselben Genauigkeitsgrad hervor wie die Einzelklinke bei halber Zahnteilung oder doppelter Zähnezahl. Statt eines Paares von Klinken werden mehrere, bis zu sechs, angewendet, entweder indem man sie übereinander oder — bei entsprechend großer Breite des Sperrades — nebeneinander legt.

Das Vorwärtsrücken des Sperrades ganz genau einzustellen gelingt auch dann nur schwer, wenn sein Betrag durch eine ganze Zahl seiner Zähne ausgerückt werden kann, und zwar weil die bewegten Teile nicht

[1]) **Richard**, Werkzeugmaschinen. Paris 1895, Bd. 1, S. 279, mit Abb.

allein der Abnutzung unterworfen sind, sondern auch elastisch nachgeben. Es gibt aber einen Weg, welcher das ruckweise Drehen mit aller Genauigkeit durchführen läßt; man findet solche Einrichtungen bei Zahnräderfräsmaschinen.[1]) Fig. 473 stellt das Wesentliche derselben dar. Man hat auf die Welle *m* neben das Sperrad ein genaues Leerrad *r* befestigt, welches so viele keilförmige Zahnlücken enthält, als das zu fräsende Rad Zähne haben soll. In diese Zahnlücken paßt das keilförmige linksseitige Ende des um einen festen Bolzen schwingbaren Hebels *h*. Soll die Welle *m* —

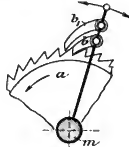


Fig. 472.

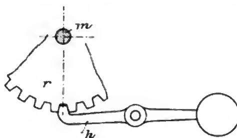


Fig. 473.

mit der das Werkstück verbunden ist — um eine Zahnteilung weiter gedreht werden, so wird zunächst der Hebel *h* zurückbewegt, worauf das Sperrad in Wirksamkeit tritt, indem es *m* ziemlich genau um den Betrag einer Zahnteilung dreht. Nunmehr senkt sich das abgebogene keilförmige Ende des Hebels *h* mit einiger Kraft in die ihm gegenüber gekommene Zahnlücke und berichtigt hierdurch nach Bedarf die Lage des Werkstücks.

Nicht selten verlangt man von einer Sperradanordnung Verwendbarkeit in beiden Drehrichtungen. Zu diesem Zweck werden wohl zwei Sperräder — eins für die Rechts-, eins für die Linksdrehung — nebeneinander gelegt und wird dafür gesorgt, daß die Klinke des einen oder die des andern außer Tätigkeit gesetzt werden kann. Häufiger gestaltet man das Sperrad so, daß es für beide Drehrichtungen brauchbar ist. Fig. 474 stellt eine oft vorkommende derartige Einrichtung dar. Die Zähne des Sperrades sind denjenigen gewöhnlicher Stirnräder ähnlich; die Klinke *b* ist mit zwei in die Zahnlücken des Sperrades passenden Zungen versehen und um den Bolzen *c* zu drehen. Sonach genügt das Umlegen der Klinke von links nach rechts, um statt der Linksdrehung des Rades *a* dessen Rechtsdrehung zu erreichen. Bei der für die Figur gewählten Lage könnte man vielleicht das gehörige Einfallen der Klinke in die Zahnlücken dem Gewicht der Klinke überlassen. Um von der Wirkung dieses Gewichts unabhängig zu sein, die Achse des Sperrades senkrecht stellen oder die Klinke unterhalb des Rades eingreifen lassen zu können, ist in die Klinke ein federnd nachgiebiger Kolben gelegt, welcher gegen die eine oder andere der beiden breiten Abflachungen des Zapfens *c* sich legt und dadurch die

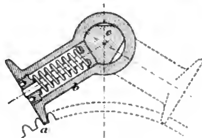


Fig. 474.

[1]) Z. 1892, S. 750, mit Abb.

Klinke stets gegen das Rad *a* drückt. Oben sieht man an *c* noch eine kleine Abflachung. Diese hat den Zweck, die Klinke in ihrer Mittellage festzuhalten, wenn das Schaltwerk nicht arbeiten soll.

Als zweites Beispiel eines solchen für beide Drehrichtungen brauchbaren Schaltwerks ist die durch Fig. 475 und 476 dargestellte **Schaltdose** anzusehen. Sie bezweckt folgendes: es soll die das Schaltwerk betätigende hin- und hergehende Bewegung durch eine Zahnstange übertragen werden. Es ist nun für das Wesen der Schaltdose gleichgültig, ob die Zahnstange mit dem Stirnrad *c* oder mit dem — zufällig — kleineren *b* im Eingriff steht; der einfacheren Beschreibung halber möge letzteres angenommen werden. Rad *b* kann sich um den festen Zapfen *a* frei drehen; wegen des Eingriffs mit der hin- und hergehenden Zahnstange dreht es sich wechselnd rechts und links herum. In *b* steckt der Zapfen *e*, welcher an einem Ende zur Doppelklinke *d* ausgebildet ist, am andern Ende die Feder *f* trägt. Zahnrad *c* ist auch auf dem Zapfen *a* frei drehbar; es soll die ihm zuteil gewordene ruckweise Drehbewegung auf Zahnräder übertragen, die

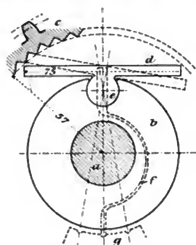


Fig. 475.

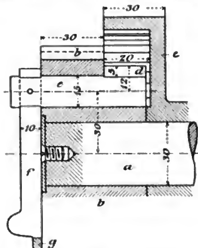


Fig. 476.

zum Betrieb von Schrauben dienen (vgl. Fig. 409 bis 413, S. 190 bis 191). Die Innenfläche des Kranzes von *c* ist nun verzahnt, wie namentlich Fig. 475 zeigt, und zwar so, daß die Klinke, je nachdem man sie mit dem Zapfen *e* ein wenig links oder rechts aus der gezeichneten Mittellage dreht, rechts bzw. links gegen die Sperradzähne stößt und *c* dreht. In der Mittellage von *d* wirkt die Klinke nicht. Man erreicht die drei Lagen der Klinke *d* nun dadurch, daß man das freie Ende der Feder *f* in eine der drei Kerben legt, welche in dem an *b* festen Plättchen *g* angebracht sind. Eine andere gut gebaute Schaltdose findet man in unten genannter Quelle beschrieben.[1])

b) Einrichtungen, welche die **Schaltung** in bestimmter Weise **zulassen**, bedürfen eines die fragliche Drehbewegung stets anstrebenden **Schleppantriebes**. Die Schaltklinke hindert die Drehbewegung so lange, wie sie eingreift, und gestattet das Drehen, sobald sie sich zurückzieht.

Solchen Schleppantrieb erreicht man z. B. durch einen verhältnismäßig schlaffen Riemen. Um die Reibung bequem regeln zu können, welche dieser Riemen in der durch die Schaltung bestimmten Zeit zum

[1]) Z. 1897, S. 1036, mit Abb.

bewegt, oder eine mit der Kurbelwelle verbundene Daumennut oder Kurvennut, in welche ein Zapfen des in Schwingungen zu versetzenden Hebels greift. Das letztere Verfahren ist das verbreitetste, weshalb nur für dieses Beispiele angegeben werden sollen. Das Schaltwerk verlangt für jedesmaliges Fortrücken des Schaltrades ein Hin- und Herbewegen der Klinke. Man muß beide Schwingungen unmittelbar aufeinander folgen lassen, wenn an jedem Hubende des Schlittens eine Schaltung stattfinden, wenn also in beiden

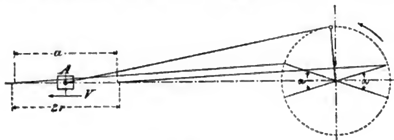


Fig. 481.

Bewegungsrichtungen des Schlittens eine Spanabnahme stattfinden soll. In diesem ist die Daumennut z. B. nach Fig. 482 zu gestalten. Die auf der Welle *a* befestigte ebene Scheibe *b* ist an ihrer vorderen Fläche mit einer Nut versehen, welche zwischen den Winkeln α überall gleichweit von der Wellenmitte entfernt, innerhalb der Winkel α aber nach außen gebaucht ist. Der Zapfen *i* des Hebels *h* greift in diese Nut und wird deshalb bei jeder halben Drehung der Scheibe hin- und herbewegt. Soll der Ausschlag des Hebels *h*

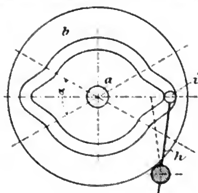


Fig. 482.

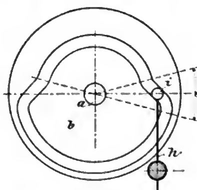


Fig. 483.

einige Größe haben, so darf α nicht zu klein sein, damit die den Zapfen *i* verschiebenden Nutwandflächen der Bewegungsrichtung gegenüber nicht zu steil werden.

Wenn dagegen nur an einem Hubende des Schlittens geschaltet werden soll, so zieht man vor, innerhalb des einen α (Fig. 481) den Zapfen *i* nur nach außen, innerhalb des anderen α demnächst nach innen drängen zu lassen, so daß bei gleicher Schwingungsgröße des Hebels *h* die Winkel α nur halb so groß zu werden brauchen. Man legt die krumme Nut nicht selten in eine walzenförmige Fläche (Fig. 484 und 485). Es gilt auch in diesem Falle das, was über die in ebener Fläche angebrachte Nut gesagt wurde.

Es kann das Schaltwerk auch durch die Schlittenbewegung betätigt werden. Man macht hiervon in dem besondern Falle, daß das Schaltwerk am Schlitten sitzt, selbst dann Gebrauch, wenn die Bewegug des Schlittens durch eine Kurbel stattfindet. Fig. 486 zeigt ein hierher gehöriges Beispiel. *a* bezeichnet das Sperrad, welches an der Schraube sitzt, die bestimmt ist, das am Kopf einer Feilmaschine befindliche Stichelhaus zu verschieben. Die Klinke *b* ist einem Hebel angelenkt, der um die Achse von *a* schwingt und mit seinem freien Ende der Stange *s* angeschlossen ist. Letztere wird in dem festen Auge *c* geführt. Auf der Stange *s* sitzen Stellringe *e* und e_1. Diese sind nun so befestigt, daß sie vor Beendigung des Schlittenwegs gegen *c* stoßen, wodurch die Stange *s* zurückgehalten wird und der die Klinke *b* tragende Hebel eine Schwingung erfährt. Durch die Lage der Stellringe *e* und e_1 läßt sich die Größe der Hebelschwingung, also der Betrag der Schaltung regeln.

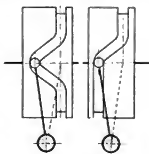


Fig. 484. Fig. 485.

Es läßt sich, wenn das Schaltwerk an der Schlittenbewegung teilnimmt, auch auf folgendem Wege von ihr die Schaltbewegung ableiten.[1]) In das lose um die Welle *w* (Fig. 487) sich drehende Zahnrad *a* greift eine — in der Figur nicht angegebene — festliegende Zahnstange, während *w*

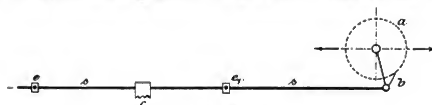


Fig. 486.

in dem Schlitten *S* gelagert ist. Demgemäß erfährt *a* abwechselnd Rechts- und Linksdrehungen. Zu beiden Seiten von *a* liegen Scheiben *b*, welche durch die Feder *f* gegen *a* gedrückt werden, beide Scheiben sind mit *w* so verbunden, daß sie sich nur gemeinsam drehen können. Es würde demnach vermöge der zwischen *a* und *b* auftretenden Reibung sich *w* in demselben Grade rechts- und linksherum drehen wie das Zahnrad *a*, wenn es sich frei drehen könnte. Das ist nun nicht der Fall; man hat vielmehr an einer der Scheiben *b* einen Vorsprung angebracht, welcher, nachdem *a* eine gewisse Drehung in der einen oder andern Richtung erfahren hat, gegen einen an *S* einstellbaren Anschlag stößt, und nunmehr *a* zwischen *b* gleitet. Durch die Lage der Anschläge läßt sich der Winkel, um welchen sich *w* rechts und links dreht, bestimmen und demgemäß — da die Welle die Schaltklinke betätigt — die Größe der Schaltung.

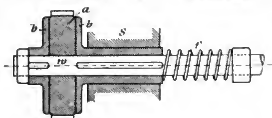


Fig. 487.

[1]) Richard, Werkzeugmaschinen. Paris 1895, Bd. 1, S. 293, mit Abb.

Die Betätigungsweise, für welche Fig. 486 und 487 Ausführungsbeispiele sind, leiden gegenüber der vorher angegebenen an dem Übelstande, daß ihnen nur die Schlittengeschwindigkeit zur Verfügung steht, also ein größerer Schlittenweg außerhalb der Schnittlänge für die Schaltung nötig ist. Sie wird aber für den besonderen Fall, daß die Schalteinrichtung an der Schlittenbewegung teilnimmt, deshalb oft angewendet, weil sie den Zweck in einfacher Weise erreicht.

Es wird die Schaltbewegung ferner von der Steuerwelle *B* (Fig. 453 bis 455) abgeleitet.

Diese schwingt um ihre Achse. Die Schwingungen benutzt man — neuerdings seltener — unmittelbar zur Betätigung der Sperrklinke, indem sie durch gewöhnliche Gestänge oder durch Zahnstangen (Fig. 475 und 476, S. 223) auf die Sperrklinke übertragen werden.

Man hat sich mehr und mehr den Verfahren zugeneigt, welche die Umsteuerung nur zum Einleiten, bzw. Ermöglichen des Schaltens benutzen.

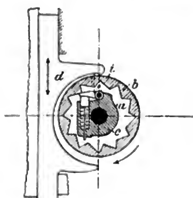


Fig. 488.

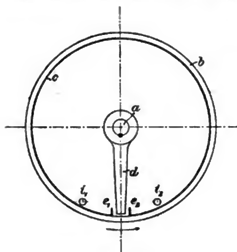


Fig. 489.

Die **zulassenden** Schaltungen wirken in diesem Sinne; es hat die Umsteuerung nur die Klinke *k* (Fig. 478) oder den Riegel *k* (Fig. 480) zurückzuziehen, worauf der Schleppantrieb das Schalten vollzieht. Nahe verwandt hiermit ist eine von Sellers[1]) angewendete Schaltung, welche Fig. 488 darstellt. Das Sperrad *b* sitzt fest auf der Welle *a* und dreht sich mit dieser stetig in der Richtung des angegebenen Pfeiles. Der Körper *c* steckt lose auf *a*, wird aber durch einen an *c* gelagerten Sperrkegel mit *b* gekuppelt, sobald man diesem gestattet, in das Sperrad zu greifen. Mit dem Sperrkegel ist jenseits des Rades *b* ein Hebel *i* verbunden. In der Bahn dieses Hebels befindet sich eine Gabel *d*, welche in der Richtung des gezeichneten Doppelpfeiles hin- und hergeschoben werden kann. Wenn *d* in der gezeichneten Lage sich befindet, so legt sich *i* gegen den Haken des oberen Gabelarmes, so daß der Sperrkegel nicht in die Kerben des Sperrades greifen kann; es ruht also *c*. Sobald *d* gehoben, also *i* losgelassen wird, drückt eine Feder die Klinke gegen das Rad *b* und letzteres nimmt *c* mit. Bei jener Verschiebung von *d* ist aber deren unterer Arm so viel gehoben, daß er dem mit *b* sich drehenden Hebel *i* entgegentritt und damit den Sperrkegel

[1]) Z. 1891, S. 247, mit Abb.

auslöst. *c* macht also bei jedem Spiel der Gabel *d* eine halbe Drehung und betätigt hierdurch die Schaltung (im vorliegenden Falle sogar auch einen Teil der Umsteuerung). Demgemäß sind die von den Fröschen des Hobelmaschinentisches zu überwindenden Widerstände klein, die von ihnen unmittelbar bewegten Teile leicht und die Stöße — trotz großer Geschwindigkeiten — gering.

Eine letzte Gruppe von Vorrichtungen, welche zum Betätigen des Schaltwerks dienen, benutzt den Umstand, daß die den Schlitten antreibende Welle zeitweise in der einen, zeitweise in der andern Richtung sich dreht. Die Umkehr der Drehrichtung fällt mit dem Hubende des Schlittens zusammen, gibt also die Zeit an, zu welcher zu schalten ist. Man benutzt demgemäß den ersten Teil der neuen Drehbewegung zum Betätigen des Schaltwerks. In gewisser Beziehung gehört hierher die bereits durch Fig. 489 dargestellte Vorrichtung.

Fig. 489 zeigt eine von der Prentiss tool Co. angewendete Einrichtung.[1]) Das sich wechselnd links und rechts drehende Rad *b* enthält in

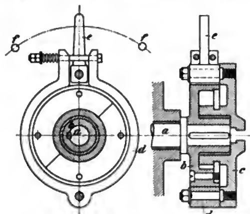


Fig. 490. Fig. 491.

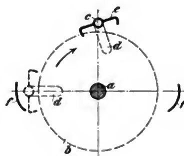


Fig. 492.

seinem trommelförmig ausgedrehten Kranz eine mit Leder überzogene Schleppfeder *c*, an deren Enden Nasen e_1 und e_2 angebracht sind. Am Maschinengestell befinden sich die einstellbaren Stifte i_1 und i_2, die in die Bahn von e_1 und e_2 fallen. Der Arm *d* sitzt fest auf der das Schaltwerk betätigenden Welle *a*. Beginnt die durch einen Pfeil angegebene Drehrichtung von *b*, so legt sich e_1 gegen *d* und dreht *a* in gleichem Sinne. Durch den Widerstand, welchen e_1 findet, wird die Feder *c* in den Radkranz gepreßt und die Reibung vermehrt. Kommt nun aber e_2 bei i_2 an, so wird *c* nicht allein festgehalten, sondern auch in einigem Grade entspannt, so daß Feder und Radkranz aneinander gleiten. *d* und *a* ruhen, bis zur nächsten Umkehr der Drehrichtung, nach welcher e_2 gegen den Arm *d* drückt u. s. w.

Kirchner & Co. zeigten 1900 einen kräftigeren und von weniger Reibungsverlusten begleiteten Antrieb,[2]) welcher sehr beifällig aufgenommen worden ist. Eine Ausführungsform dieses Antriebes stellen Fig. 490 und 491 in zwei Schnitten dar. Auf der Welle *a*, die sich wechselnd rechts oder links dreht, steckt die Scheibe *b* fest. Um dessen Nabe ist die Kurbelscheibe *c* frei drehbar; eine weitzeilige, in eine Ringnut der Nabe von *c*

[1]) Z. 1890, S. 130, mit Abb.
[2]) Z. 1900, S. 945.

greifende Platte hindert die Kurbelscheibe *c*, von *b* abzugleiten. Mit *c* ist der biegsame Bügel *d* verbolzt, welcher an seinem offenen Ende mittels zweier Bolzen und Schraubenfedern so zusammengedrückt wird, daß die zwischen ihm und der Scheibe *b* auftretende Reibung genügt, um die Kurbelscheibe *c* zu drehen und deren einstellbaren Kurbelzapfen zu betätigen. Zwischen den Bügelenden sitzt, um einen an *c* festen Bolzen drehbar, der Hebel *e*, dessen Nabe, wie Fig. 490 erkennen läßt, vierkantig ist. Stößt nun der mit *c* und *d* sich drehende Hebel *e* gegen einen der am Maschinengestell festen Stifte *f*, so wird er um seinen Bolzen gedreht und seine vierkantige Nabe drängt die Bügelenden auseinander, so daß die Scheibe *b* in dem Bügel *d* gleitet und *c* in Ruhe versetzt wird. So schwingt der an *c* sitzende Kurbelzapfen in einem Winkel, welcher durch die Lage von *f* bestimmt wird. Der in Fig. 492 schematisch dargestellte Schaltantrieb[1]) verursacht noch weniger Gleitwiderstände. Auf der Welle mit wechselnder Drehrichtung *a* sitzt das zweiseitige Sperrad *b* fest; der Zapfen *c* sitzt an der mit *a* gleichachsig gelagerten Kurbelscheibe fest, und um ihn kann die doppelte Sperrklinke *e* schwingen. Links in der Abbildung ist die Sperrklinke — gestrichelt — im Ruhezustande gezeichnet. Beginnt nun *b* von hier aus seine Rechtsdrehung, so wird durch die Reibung, welche die hinter *b* befindliche, an *e* sitzende Schleppfeder von dem Rade erfährt, die Klinke *e* links gedreht und deren linksseitiges Ende in eine Lücke von *b* gelegt, so daß der Zapfen *c* und mit ihm die Kurbelscheibe mitgenommen wird, bis die Klinke auf der rechten Seite der Figur gegen eine krumme Fläche *f* stößt und dadurch in Ruhe kommt. Dasselbe Spiel widerholt sich in umgekehrter Richtung, sobald das Rad *b* seine Linksdrehung beginnt. Ein hiermit nahe verwandter Antrieb[2]) enthält statt der Sperrklinke eine Klemmklinke. Meines Erachtens bedarf diese Lösung noch gründlicher Durcharbeitung, um brauchbar zu werden.

Ein hübscher, hierher gehöriger Schaltantrieb von Ernst Rein[3]) benutzt die Reibung überhaupt nicht. Ein anderer auf demselben Gedanken beruhender wird weiter unten bei Erörterung der Nutenfräsmaschine von Droop & Rein beschrieben werden.

Man wählt für diese, wie für andere hierher gehörigen Einrichtungen[4]) die halbe Drehung der auf das eigentliche Schaltrad wirkenden Kurbel, weil etwaige Ungenauigkeit der Größe dieser Drehung auf die Verschiebung der Lenkstange bzw. Klinke fast ohne Einfluß ist. Die Größe dieser Verschiebung und damit der Betrag des Schaltens wird durch Verstellen der Kurbelwarze geregelt; zum Erleichtern dieses Verstellens sind oft neben der betreffenden Aufspannut der Kurbelscheibe Marken angebracht, welche den Betrag des Schaltens ausdrücken.

Die hier angegebenen Betätigungsweisen, mit Ausnahme der durch Fig. 482 und 484 angegebenen, liefern an jedem Hubende des Schlittens nur eine Schwingung, so daß für jede Hin- und Herbewegung des Schlittens nur einmal geschaltet wird. Das genügt mit wenigen Ausnahmen dem Bedürfnis. Soll bei jedem Hubwechsel des Schlittens eine Schaltung stattfinden, so ist solches dadurch zu erreichen, daß man der die Schaltung

[1]) Z. f. W. Dez. 1901, S. 122.
[2]) D.R.P. 138769. Z. f. W. März 1903, S. 241.
[3]) D.R.P. 78628. Z. 1898, S. 524.
[4]) Z. 1898, S. 523.

betätigenden, soeben erörterten Kurbelscheibe eine ganze, statt einer halben Drehung machen läßt. Man kann aber auch nach Fig. 493 ein Hebelpaar einfügen, welches eine wagerechte Verschiebung in eine hin- und eine hergehende der lotrechten Stange herbeiführt.

Statt dessen kommen auch Anordnungen nach Fig. 494 und 495 vor. Bei ersterer betätigt die Lenkstange *g* die beiden Schalthebel *h*, die beiden zugehörigen Sperräder stehen miteinander in Eingriff, so daß sie bei jedem Hin- und Hergange in der Richtung der Pfeile gedreht werden. Legt man die Sperrklinken um, so erfolgt das Schalten in entgegengesetzter Richtung. Fig. 495 bedarf keiner Erläuterung.

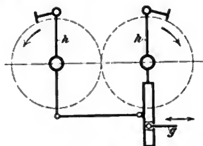


Fig. 494.

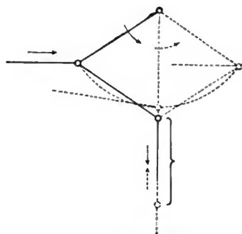


Fig. 493.

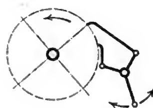


Fig. 495.

Das Zuschieben des Stichelhausschlittens wird bei manchen Seitenhobelmaschinen, insbesondere Blechkantenhobelmaschinen, durch am Maschinengestell einstellbare besondere Frösche — unabhängig von der Umsteuerung — bewirkt. Ein Beispiel hierfür bietet die weiter unten beschriebene Blechkantenhobelmaschine von Breuer, Schumacher & Co. Es ist mit diesem an sich zweckmäßigen Verfahren der Übelstand verknüpft, daß man zwei Paar Frösche einstellen muß. Nicht selten findet man Einrichtungen, welche gestatten, mit einem Paar einstellbarer Frösche auszukommen. Sie bestehen meistens in folgendem: Im Hauptschlitten ist eine kurze Zahnstange verschieblich gelagert; sie wirkt auf eine Schaltdose oder dgl. Die zum Umsteuern dienende Stange ist mit zwei Fröschen versehen, gegen welche zunächst die Zahnstange stößt, so daß sie sich verschiebt und schaltet. Nach Zurücklegung eines einstellbaren Weges stößt der Schlitten gegen denselben Frosch, verschiebt die Steuerstange und bewirkt dadurch die Umsteuerung. Hiernach muß der Widerstand, welchen die Steuerstange ihrer Verschiebung entgegensetzt, größer sein als der beim Verschieben der oben genannten Zahnstange zu überwindende. Das kann durch den gewöhnlichen Umfaller (S. 212) erreicht werden; es kommen aber auch andere Mittel zur Verwendung.

Zum Abschluß der Erörterungen über die Ableitung der Schaltbewegung

ist noch einiges über die Auswahl unter den angegebenen Verfahren und über die Bemessung der zur Schalteinrichtung gehörigen Maschinenteile zu sagen.

Wenn der Schlitten durch eine Kurbel hin- und hergeschoben wird, so leitet man aus bereits angegebenen Gründen die Schaltbewegung regelmäßig von der Kurbelwelle ab, und zwar in der Weise, wie Seite 226 angegeben ist.

Die Ableitungen nach Fig. 486 und 487 kommen fast nur für Feilmaschinen und sonstige Maschinen in Frage, bei welchen das Schaltwerk an der Schlittenbewegung teilnimmt. Sie leiden, wie schon bemerkt worden ist, an dem Übelstande, daß der „verlorne Weg“ des Schlittens, d. h. der Überschuß der Wegeslänge über die Schnittlänge, verhältnismäßig groß ausfällt. Beachtenswert ist bei der durch Fig. 487 gekennzeichneten Einrichtung, daß die Übertragung mittels einer Reibkupplung stattfindet, worauf weiter unten zurückgekommen werden wird.

Das Betätigen des Schaltwerks durch die Steuerwelle vermehrt die Stöße zwischen Fröschen und Stiefelknecht; sie sollte für Maschinen, deren Schaltung größeren Arbeitsaufwand erfordert, nicht angewendet werden. Wenn der Schlitten nach Fig. 455 mittels Rolle und krummen Daumen auf die Steuerwelle wirkt, so sind die Stöße weit geringer und damit die Verwendbarkeit der Steuerwelle für die Schaltung größer. Es darf aber nicht übersehen werden, daß dieser Steuerwellenantrieb erhebliche seitliche Drücke auf den Schlitten ausübt, wodurch die Genauigkeit des Schlittenwegs oft beträchtlich leidet. Um das zu vermeiden, fügt man wohl einen Hilfsschlitten ein, an welchem die Rollen sitzen, und läßt den eigentlichen Schlitten diesen Hilfsschlitten durch Frösche verschieben, deren Angriffsflächen winkelrecht zur Bewegungsrichtung liegen.

Wenn das Umsteuern nach Fig. 461 und 462, S. 213, unter Vermittlung von Federn stattfindet, so können ihre Teile wegen des allmählich stattfindenden Angriffes zierlich gehalten werden, was auf die Stoßwirkung des Schaltwerks günstig einwirkt.

Diejenigen Schaltantriebe, welche durch die Steuerung nur eingeleitet werden, bieten die beste Gewähr für ruhigen Gang, insbesondere, wenn der Sperrkegel durch einen Kurbelzapfen betätigt wird, der von Todpunkt zu Todpunkt schwingt (S. 230), indem bei guter Durchbildung des Ganzen die Beschleunigung des Sperrkegels eine allmähliche ist. Sie finden deshalb mehr und mehr Eingang, obgleich ihre Herstellung teuerer ist als die mancher anderer Schaltantriebe.

Die Widerstände, welche das Schaltwerk zu überwinden hat, sind nur angenähert zu bestimmen, da sie fast ausschließlich aus Reibungswiderständen bestehen und diese von zahlreichen Nebenumständen (Schmierung, Anpressung der Lager und dergleichen) abhängen. Mit der Schätzung dieser Widerstände ist aber nur ein Anhalt für die erforderlichen Abmessungen gegeben. Alle tätigen Schaltklinken greifen mit einem gewissen Stoß an, der verschieden groß ausfällt, je nach der besseren oder weniger guten Durchbildung. Dieser Stoß versucht, das Sperrad sofort mit einiger Geschwindigkeit fortzutreiben. Wegen der Massenträgheit des Sperrades und der mit diesem zusammenhängenden Teile ist eine gewisse Zeit nötig, um ihnen diese Geschwindigkeit zu verteilen. Es muß daher die federnde Nachgiebigkeit irgend hierzu geeigneter Teile ausgleichend eingreifen. Ist diese nur in geringem Grade vorhanden, so fällt für kurze Zeit der Widerstand, welcher sich der Sperrklinke bietet, sehr groß aus und muß deshalb

in entsprechender Weise bei der Feststellung der Abmessungen berücksichtigt werden. Das kann meistens nur auf Grund des praktischen Gefühls geschehen. Werden aber Reibflächen in die Übertragungsmittel eingeschaltet, und zwar solche, welche nicht durch den auftretenden Widerstand stärker zusammengedrückt werden, also etwa nach Fig. 477 oder 487, S. 224 und 227, so kann an der Stelle, wo diese sich befinden, der Widerstand höchstens dem zwischen den Reibflächen auftretenden gleich sein. Bei Überschreitung dieses Betrages gleiten die Reibflächen aneinander und verlängern dadurch die zum Gewinnen der Geschwindigkeit erforderliche Zeit. Für das Bestimmen der Abmessungen ist aber an dieser Stelle ein sicherer Anhalt in der Größe der fraglichen Reibung geboten. Man findet denn auch solche Einrichtungen zierlicher ausgeführt als solche, bei denen die federnde Nachgiebigkeit der Hebel und Wellen das Beschleunigen der in Bewegung zu setzenden Teile vermitteln muß.

V. Gesamtanordnung der Maschinen und ihre Gestelle.

Um Wiederholungen möglichst zu vermeiden, sollen die spanabnehmenden Werkzeugmaschinen in folgende drei Gruppen verteilt werden: A) Der gegensätzliche Hauptweg zwischen Schneide und Werkstück ist geradlinig; die Späne werden in Streifen abgehoben (Räumnadel-, Stoß-, Feil-, Seitenhobel-, Grubenhobel-, Tischhobelmaschinen). B) Der Hauptweg ist kreisförmig; die Späne werden in Streifen abgehoben (Drehbänke, Ausbohr-, Schwärmer-, Lochbohr-, Gewindeschneidemaschinen). C) Kreisende Schneiden erzeugen Späne kommaartigen Längenschnitts (Fräs- und Schleifmaschinen).

A. Es sind zwei Verfahren für die Benutzung des geradlinigen Hauptweges der Schneide gegenüber dem Werkstück im Gebrauch.

Das verbreitetste dieser Verfahren besteht darin, daß ein Stichel einen Span abhebt, dann zurückkehrt und hierauf einen zweiten Span wegschneidet usw., oder auch, daß ein Stichel, nachdem er einen Schnitt vollzogen hat, umgedreht wird, so daß er auf dem Rückwege den zweiten Span abnimmt. Die Maschinen, welche nach diesem Verfahren arbeiten, werden unter dem allgemeinen Namen Hobelmaschinen zusammengefaßt.

Das andere der erwähnten Verfahren benutzt eine Zahl von Sticheln, welche hintereinander arbeiten und — in der Regel — je nur einmal mit dem Werkstück in Berührung kommen. Die zu einem steifen Körper, der Räumnadel, vereinigten oder an dem festen Körper der Räumnadel ausgebildeten Schneiden sind bis jetzt allein im Gebrauch, doch ist auch vorgeschlagen, die einzelnen Stichel durch Gelenke zu einer endlosen Kette zu vereinigen, welche, über Rollen gelegt, sich ebenso bewegt wie z. B. der auf Rollen liegende Treibriemen. Ich begnüge mich hinsichtlich der zuletzt angeführten, bisher kaum einmal angewendeten Maschinenart mit der Nennung der Quelle.[1])

1. Die Räumnadel-Maschinen oder Räummaschinen sollen dagegen, weil sie für manche Arbeitszwecke Bedeutung haben, an Hand einiger Beispiele näher erörtert werden. Die Räumnadel hat ihren Namen nach dem älteren ihrer Verwendungszwecke: dem Ausräumen, Erweitern gegebener

---

[1]) American Machinist, 3. Juni 1897, mit Schaubild.

Löcher. Sie wird nicht — wie der Ausräumer oder die Reibahle — um ihre Achse gedreht, sondern in der Achsenrichtung geradlinig verschoben, eignet sich daher auch für das Ausräumen unrunder, beziehungsweise für das Erzeugen irgendwie gestalteter prismatischer Löcher.

Fig. 496 stellt eine Zahl von Lochquerschnitten dar, welche mittels der Räumnadel aus dem eingezeichneten kreisförmigen hervorgegangen sind und die Verwendung finden für Löcher der Handkurbeln, Handräder, Lenkstangen, bis zu den Keilnuten von Rädern, Riemenrollen und Kuppelstücken.

Es kommen drei Arbeitsverfahren in Frage.

Nach Fig. 497[1]) soll ein zunächst auf 79 mm Weite gebohrtes Loch zu einem etwa quadratischen Querschnitt aufgeräumt werden. Es sitzen

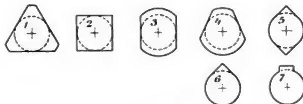


Fig. 496.

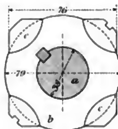


Fig. 497.

auf der die Mitte der Räumnadel einnehmenden Stange *a* zahlreiche Scheiben *c*, welche an 4 um 90° voneinander abweichenden Stellen ihres Umfanges allmählich mehr und mehr nach außen hervorragende Schneiden besitzen, sonach, wenn man sie der Reihe nach durch das kreisrunde, 79 mm weite Loch führt, schrittweise das geforderte Umgestalten herbeiführen. Der Druck welcher winkelrecht zur Schnittrichtung auftritt, wird an den vier Arbeitsstellen nicht genau gleich sein; es würde deshalb die

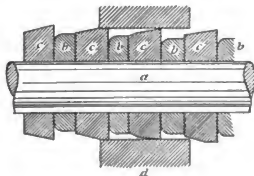


Fig. 498.



Fig. 499. Fig. 500.

Räumnadel sich verlaufen, wenn man sie nicht bestimmt führte. Zu diesem Zweck ist je zwischen zwei schneidenden Scheiben eine führende Scheibe *b* gelegt, welcher je zwischen zwei Stellen, an denen Spanabheben stattfindet, eine unversehrte Bohrungsfläche zur Auflage geboten wird. Fig. 498 ist ein Stück des Längenschnittes der Räumnadel; *d* bezeichnet das Werkstück. Laut Quelle mißt der mit 28 Schneiden besetzte Teil der Räumnadel 1,72 m in der Länge; die drei letzten Schneidscheiben haben gleiche Größe, um die genaue Weite der erzeugten, vierkantigen Lochgestalt zu sichern. Nach jedem Schleifen der Schneiden rücken die Schneidscheiben um eine

[1]) Z. 1897, S. 19, mit Abb.

Stufe vor, die vorderste wird verworfen, und auf den hintersten Platz kommt eine neue Scheibe. Es legt sich das eine Ende des Besatzes gegen einen Bund der Stange *a*, und gegen das andere Ende drückt eine Mutter.

Das zweite Verfahren versinnlichen die Figuren 499 und 500. Die vordere Hälfte der Nadel ist (nach Fig. 499) an der einen Seiten halbrund und glatt, erfährt also hier Führung, während die andere Seite mit stufenweise mehr und mehr nach außen hervorragenden Schneiden versehen ist. Die letzte dieser Schneiden vollendet den rechteckigen Querschnitt der einen Lochhälfte. Hierauf folgt die zweite Hälfte der Nadel (Fig. 500), welche an einer Seite von drei glatten ebenen Flächen begrenzt und durch diese in dem zur Hälfte fertigen Loch geführt wird, während die andere Seite stufenweise an Größe zunehmende Schneiden enthält.

Dieses Verfahren stellt eigentlich schon das letzte dar, welches angewendet wird, wenn das gebohrte Loch nur nach einer Seite aufgeweitet werden soll (vergleiche die beiden letzten Querschnitte der Fig. 496). Fig. 501 zeigt einen Teil einer zum Erzeugen von Keilnuten dienenden Nadel. In die Stange *a*, deren Durchmesser der Bohrweite gleich ist, sind in mäßiger Entfernung voneinander Löcher gebohrt, welche zur Aufnahme der Zähne *z* dienen. Diese Zähne sind fest in die Löcher gedrückt und werden am eigenmächtigen Drehen durch Splinte *s* gehindert. Nach Fig. 502 ist die Nadel gewissermaßen eine dicke Säge; sie kann nicht unmittelbar von den Lochwänden geführt werden. Man hat daher in dem festen Bock *c* einen auswechselbaren Dorn *b* angebracht, dessen Dicke genau der Bohrweite des zu bearbeitenden Loches gleicht. Dieser Dorn ist mit einer zur Aufnahme von *a* geeigneten Nut versehen. Man gewinnt auf diesem Wege eine sich gegen die Lochwand stützende Führung. Die Tiefe der zu erzeugenden Nut kann durch einzulegende Leisten *i* geregelt werden. Soll die Nut „Anzug" haben, so macht man *i* entsprechend keilförmig. Die richtige Lage des Werkstückes ist rasch gefunden, es braucht dieses nur über *b* geschoben zu werden und eine Befestigung ist unnötig, so daß[1]) mit Hilfe dieser Vorrichtung in 10 Minuten 10 Nuten erzeugt werden können.

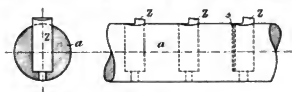


Fig. 501.

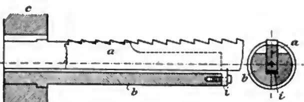


Fig. 502.

Bei der Nadel, welche Fig. 497 und 498 darstellen, soll jede folgende Schneide die vorhergehende um etwa 0,3 mm überragen. Die größte Spanbreite kann bis 33 mm betragen, und es können gleichzeitig zwei Schneidscheiben arbeiten. Rechnet man nun den Schnittwiderstand *K* (S. 14) zu 100 kg für ein Quadratmillimeter, so gewinnt man als größten von der Nadel zu überwindenden Widerstand:

$$0{,}3 \,.\, 4 \,.\, 23 \,.\, 2 \,.\, 100 = \infty\; 8000 \text{ kg}.$$

[1]) Z. 1898, S. 238.

Der winkelrecht zum Schnitt auftretende Druck ist (S. 15) etwa ebensogroß wie der Schnittwiderstand, woraus die Notwendigkeit guter Führung, die Zweckmäßigkeit, diesen möglichst unmittelbar auf das Werkstück zu übertragen, deutlich hervortritt. Die Maschine hat mit diesem Druck nur insoweit zu tun, als sie die durch ihn hervorgerufenen Reibungswiderstände überwinden muß; ihre Hauptaufgabe liegt sonach in der Überwindung des Schnittwiderstandes. Dieser ist, wie die zu Fig. 497 und 498 gehörige Rechnung ergibt, unter Umständen recht groß. Bei der Räumnadel für Keilnuten (Fig. 502) fällt er kleiner aus. Es sei z. B. die Keilnutenbreite = 15 mm, die Nabenlänge = 90 mm, der Zahnabstand = 20 mm und die Spandicke = 0,15 mm; so ist der Schnittwiderstand für $K = 100$, da gleichzeitig vier Schneiden arbeiten: $15 \cdot 0{,}15 \cdot 4 \cdot 100 = 900$ kg. Ist jedoch das Eisen härter und wählt man die Spanstärke größer, so entstehen — namentlich dann, wenn größere Breiten der Keilnuten in Frage kommen — auch hier ganz beträchtliche Widerstände.

Man kann nun die Nadel entweder durch das Loch hindurch drücken oder hindurchziehen. Ein Unterschied in diesen beiden Bewegungsarten macht sich zugunsten des Ziehens dahin geltend, daß eine größere Beanspruchung zulässig ist (bei dem Beispiel Fig. 497 wird die Stange *a* mit rund 7 kg für 1 qmm des Querschnitts beansprucht), während bei dem Hindurchdrücken auf die Möglichkeit des Zerknickens der Räumnadel Rücksicht genommen werden muß, und deshalb nur wesentlich kleinere Beanspruchungen zulässig sind. Dagegen leidet die Betätigung der Nadel durch Ziehen gegenüber dem Fortdrücken derselben an der Schwäche, daß man die Nadel von der Vorrichtung, welche sie ziehen soll, zunächst lösen, dann durch das Loch stecken und nunmehr wieder mit der erwähnten Vorrichtung verbinden muß, während beim Hindurchdrücken der Nadel eine Verbindung derselben mit dem betätigenden Maschinenteil nicht nötig ist, oder — wenn solche vorliegt — diese Verbindung nicht für jeden Vorgang gelöst zu werden braucht. Das Hindurchdrücken gestattet auch, da die Nadel mit der Maschine nicht fest verbunden zu werden braucht, die Nadel in mehrere Stücke zu zerlegen, und das eine mittels des folgenden Stückes völlig durch das Loch treiben zu lassen. Man wendet deshalb je nach den einzelnen Umständen das eine oder andere Verfahren an. Ebenso wird zuweilen die wagerechte,[1]) zuweilen die senkrechte[2]) Lage der Räumnadel bevorzugt.

Eine stehende Räummaschine zeigen die Fig. 503 bis 505. An einem freistehenden gußeisernen Bock ist eine Auskragung angebracht, auf welcher die zum Befestigen oder Auflegen der Werkstücke (kleine Kurbeln, Handkreuze, Handräder, kleine Zahnräder und Riemenrollen) dienende Platte festgeschraubt ist. Diesem Auflagetischchen gegenüber befindet sich ein am Maschinengestell gut geführter Schlitten, welcher mittels einer Schraube bis auf 200 mm nach unten oder nach oben geschoben werden kann. Der Schlitten soll die Räumnadel nach unten durch das Werkstück drücken. Der Betrieb des Schlittens geht, wie aus Fig. 503 ohne weiteres erkannt werden kann, von einer rechts unten liegenden Welle aus. Auf dieser Welle stecken frei drehbar zwei Riemenrollen und in ihrer Längenrichtung

[1]) American Machinist, 13. Sept. 1894, S. 2; 30. Mai 1895, S. 431; Nov. 1895, S. 922; 15. Okt. 1896, S. 980; 13. Mai 1897, S. 358; sämtlich mit Abb.

[2]) American Machinist, 28. Jan. 1897, mit Abb.; 13. Mai 1897, S. 358, mit Abb.

verschiebbar ein Doppelkuppelstück, mittels dessen entweder die große Rolle — für den Arbeitsgang — oder die kleine — für den Rückgang — mit der Welle verbunden werden kann oder beide Rollen — für den Leergang — frei zu lassen sind. Dieses Kuppelstück ist mittels eines Splintes einer in der Welle steckenden Stange angeschlossen, so daß durch Verschieben dieser Stange die Steuerung der Maschine bewirkt wird. Diese Stange wird durch eine links belegene Feder stets nach rechts gedrückt.

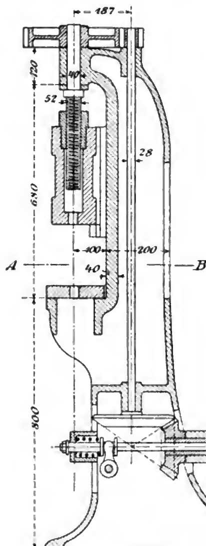
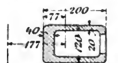


Fig. 503.



Schnitt A-B.

Fig. 504.

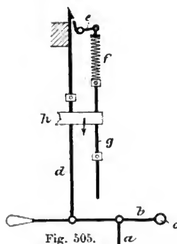


Fig. 505.

Die Art und Weise, wie die Feder sich gegen die an der Drehung der Welle sich beteiligende Stange legt, ist der Kleinheit der Zeichnung halber in dieser nicht angegeben. Es befindet sich in der Federbüchse ein hohler Kolben, welcher durch eine feste Leiste gehindert wird, sich zu drehen. Der mit einem Loch für die Stange versehene Boden des Kolbens legt sich einerseits gegen einen Bund der Stange und nimmt anderseits den Druck der Feder auf. Im übrigen vermittelt ein in Fig. 503 links unten angegebener, gegabelter Hebel die Verschiebung der Stange. Dieser Hebel sitzt auf einer Welle, welche außerhalb des Gestelles durch einen Tretschemel

so betätigt werden kann, daß die große Riemenrolle mit der liegenden Welle gekuppelt und der Schlitten nach unten bewegt wird. Es wird mit dem in Rede stehenden Einrücken gleichzeitig die außerhalb des Maschinengestelles befindliche Stange *a* (Fig. 505) nach oben geschoben. Sie betätigt den um den festen Bolzen *c* drehbaren Handhebel *b* und schiebt damit die Stange *d* nach oben, so daß der am oberen Ende von *d* befindliche Haken über den aufrechten Arm des kleinen Winkelhebels *e* — wie in der Zeichnung angegeben — gerät, und *d* in ihrer oberen Lage festgehalten, also ein eigenmächtiges Lösen der Kupplung verhindert wird. Mit dem Schlitten der Maschine ist ein Arm *h* fest verbunden, welcher die Stange *g* umschließt. *g* ist aber mit dem Winkelhebel *e* verbolzt und wird durch eine leichte Feder *f* getragen. Sobald nun *h*, beim Niedergange des Schlittens, gegen einen an *g* einstellbaren Anschlag stößt, wird *e* so weit nach rechts gedreht, daß der an *d* befindliche Haken frei wird und die in Fig. 503 unten links angegebene gespannte Feder die kleine Riemenrolle mit der Antriebswelle kuppelt, also sofort der Rücklauf des Schlittens beginnt. Bei dem Emporsteigen des Schlittens stößt der Arm *h* (Fig. 505) gegen einen Bund der Stange *d*, hebt diese, und zwar so viel, daß die Kupplung der kleinen Antriebsrolle sich auslöst, so daß die Maschine zum Stillstand kommt. Sie wird demnächst durch den Tretschemel wieder in Betrieb gesetzt.

Es ist die vorliegende Maschine für 5000 kg Widerstand der Räumnadel bestimmt, demgemäß wird der Ständer der Maschine von der unteren, zum Auflegen der Werkstücke dienenden Auskragung bis zu dem an seinem oberen Ende befindlichen Schraubenspindel-Lager in ziemlich starkem Grade beansprucht. Es beträgt das Widerstandsmoment seines 120 qcm messenden Querschnitts (Fig. 504) auf Zentimeter bezogen: $W = 420$; der Schwerpunkt des Querschnittes liegt 17,7 cm von der Schraubenmitte entfernt, sonach beträgt die größte Beanspruchung auf Zug:

$$k = \frac{5000}{120} + \frac{5000 \cdot 17{,}7}{420} = \text{rund } 250 \text{ kg/qcm}.$$

Diese Beanspruchung erscheint zulässig, weil einerseits keinerlei Massenwirkung auftritt, anderseits die elastische Nachgiebigkeit des Gestelles keine Rolle spielt. Letztere führt höchstens eine kleine Querverschiebung des Werkstücks herbei.

Der unterhalb der mittleren Auskragung befindliche Teil des Maschinengestells hat das Gewicht des oberen Teils zu tragen und den in ersterem befindlichen Lagern die nötige Standhaftigkeit zu geben. Seine Abmessungen dürfen demnach zierlich sein. Der breite Fuß stützt das Ganze gegen zufällig auftretende Kräfte.

Das Stirnräderpaar hat 50 bzw. 12 Zähne, das Kegelräderpaar — welches augenscheinlich zu groß ist — 52 bzw. 36 Zähne, die Ganghöhe der Schraube beträgt 12 mm, sonach die Geschwindigkeit des Schlittens, bei 150 minutlichen Drehungen der großen Rolle, rund 300 mm minutlich oder 5 mm sekundlich. Für den Rückgang macht die kleine Rolle 350 minutliche Drehungen, so daß der Schlitten sich mit etwa 12 mm sekundlich zurückbewegt.

Als Beispiel liegender Anordnung möge die Räummaschine dienen, welche Fig. 506 abbildet.[1]) Sie ist zum Erzeugen von Keilnuten bestimmt,

[1]) Z. 1898, S. 238, mit Abb.

hat also weniger große Widerstände zu überwinden. Eine nach Fig. 501 gebaute Räumnadel ist so lang, daß sie mit einem Durchgange die Keilnute herstellt. Sie wird mit ihrem spitzen Ende dem Schlitten *d* angehakt, welcher auf zwei Stangen *i* gleitet und durch die Schraube *e* nach links gezogen wird. *f* bezeichnet die Antriebsriemenrolle; sie betätigt das Rad *b* nur in einer Drehrichtung. Es ist (vgl. Fig. 443 und 444, S. 204) *b* mit seiner halsförmigen Nabe in *g* gelagert und enthält in *d* ein durch den Handhebel *c* zu steuerndes Mutterschloß. Ist die Arbeitsbewegung bei geschlossener Mutter vollzogen, so öffnet man die Mutter und schiebt den Schlitten mittels der Hand zurück. Am rechtsseitigen Ende der Maschine befindet sich die Platte *p*, gegen welche das Werkstück mittels der Hand gelegt wird; *p* läßt sich um zwei wagerechte, mit dem Böckchen *l* verbundene Zapfen ein wenig drehen, so daß man ihm eine schräge Lage geben kann. Das Böckchen *l* ist gegenüber dem Lager *g* durch die beiden schon

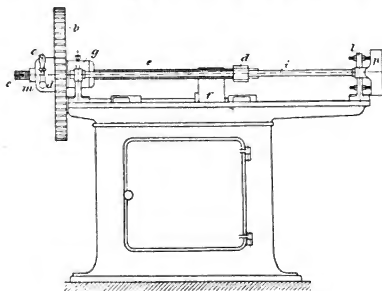


Fig. 506.

genannten Stangen *i* abgesteift. Der Widerstand, welchen die Räumnadel zu überwinden hat, wird also auf diese beiden Stangen übertragen, indem diese in ihrer Achsenrichtung in Anspruch genommen werden. Diese einfachere Übertragung ist in der Regel nur bei Räumnadeln, welche gezogen werden, möglich. Bei denjenigen, welche gedrückt werden, bei denen also das Werkstück zwischen seiner Stütze und der Mutter sich befindet, würden solche Verbindungsstangen, wie *i* (Fig. 506) es sind, die Größe der Werkstücke erheblich beschränken. Das Bett der Maschine, welche Fig. 506 darstellt, hat nur nebensächlichen Zwecken zu genügen und die Stütze des Bettes nur so stark zu sein, daß sie dem Zug des Treibriemens und zufälligen Kräften stand zu halten vermag. Es ist deshalb das Bett auf einen Kasten oder Schrank gelegt, welcher gleichzeitig zum Aufbewahren der Werkzeuge dient.

Es werden auch Räummaschinen gebaut, bei welchen die Verschiebung der Nadel mittels Zahnstange und Rad stattfindet.

2. Die Stoßmaschine und die Feilmaschine (Shapingmachine) sind gekennzeichnet durch den Umstand, daß die Schneide die Arbeits-

bewegung auszuführen hat und in der Arbeitsrichtung über ihre Führungen hinwegragt. Eine Verschiedenheit dieser beiden Maschinen unter sich, welche einwandsfrei die eine oder andere Benennung rechtfertigt, ist schwer aufzufinden. Der Umstand, daß die Schlittenbewegung bei der Stoßmaschine gewöhnlich senkrecht, bei der Feilmaschine fast immer wagerecht ist, kann nicht als durchschlagend angesehen werden, da auch liegende Stoßmaschinen vorkommen. Man könnte den Namen Stoßmaschine ausschließlich für diejenigen Maschinen vorliegender Gruppe benutzen, bei denen der Stichel arbeitet, während er sich von der Führung entfernt, so daß er während des Arbeitens von dem Antrieb gewissermaßen hinausgestoßen wird. Allein dieses Merkmal ist auch nicht brauchbar, weil bei Feilmaschinen etwa ebensohäufig die Hinausbewegung wie die entgegengesetzte für das Arbeiten benutzt wird. Eine bessere Übereinstimmung mit dem Sprachgebrauch gewinnt man, wenn man von einer Stoßmaschine spricht, sobald die Stichelschneide an der den Führungen entgegengesetzten Seite des Schlittens liegt, und den Namen Feilmaschine verwendet, wenn die Stichelschneide und die Führungen auf derselben Seite des Schlittens sich befinden. Ganz deckt aber auch dieser Unterschied sich nicht mit dem Sprachgebrauch.

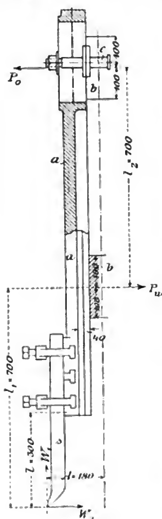


Fig. 507.

Das Wesentliche: erheblicher Abstand der Stichelschneide von der Schlittenführung, und zwar in der Richtung der Arbeitsbewegung des Schlittens, ist beiden Maschinen gemeinsam, weshalb gerechtfertigt sein dürfte, sie bei der vorliegenden Erörterung nicht zu trennen.

Jene gemeinsame Eigenart bestimmt die Gestalt des den Stichel tragenden Schlittens.

Fig. 507 stellt den Schlitten oder Stößel *a* einer Stoßmaschine dar. Er wird bei *bb* geführt, und sein Stichel *s* ist an dem die Führungen überragenden unteren Ende befestigt.

Man findet in den Abbildungen der Stoßmaschinen meistens einen Stichel, welcher dem in Fig. 507 mit *s* bezeichneten ähnlich ist. Aus der Figur ergibt sich ohne weiteres, daß die größte Schnittlänge günstigsten Falles gleich dem Abstande der Schneide von dem zunächst belegenen Befestigungsbügel, also etwa gleich l ist. Hat der Stößel z. B. 280 mm Hub, so muß, um diese Hubhöhe auszunutzen, l etwa gleich 300 mm sein. Es sei nun der Schnittwiderstand $W_1 = 400$ kg und ebensogroß sei (vgl. S. 15) der Druck W_2, welchen die Schneide winkelrecht zur Schnittrichtung erfährt; es liege ferner die Hauptschneide rechtwinklig zur Bildfläche, also W_2 wie W_1 in dieser, ferner sei der Hebelarm, an welchen W_1 in bezug auf seine Befestigungsstelle wirkt, 50 mm lang. Dann wirkt auf den Stichel links drehend das Moment:

$$400\,(300 - 50) = 100\,000 \text{ kg/mm}.$$

Für s sei ein quadratischer Querschnitt von 40 mm Seitenlänge angenommen, so daß die größte Spannung $\mathfrak{S}_1$, welche von diesem Moment herrührt, ausgedrückt wird durch

$$100\,000 = \frac{40^3}{6} \mathfrak{S}_1$$

oder

$$\mathfrak{S}_2 = 9{,}37 \text{ kg/qmm.}$$

Der Widerstand W_1 verteilt sich ferner als Druck auf den Querschnitt 40^2, so daß ein Spannungszuwachs:

$$\mathfrak{S}_2 = 400 : 1600 = 0{,}25 \text{ kg/qmm}$$

entsteht, also die größte Druckspannung $\mathfrak{S}$ gleich wird:

$$\mathfrak{S} = \mathfrak{S}_1 + \mathfrak{S}_2 = 9{,}37 + 0{,}25 = 9{,}62 \text{ kg/qmm.}$$

Es ist daher die Dicke des Stichels nicht zu groß gewählt, zumal wenn man erwägt, daß bei der großen freien Länge des Stichels dessen federnde Nachgiebigkeit beachtenswerte Ungenauigkeiten der bearbeiteten Fläche veranlassen kann.

Liegt die Hauptschneide etwa gleichlaufend zur Bildfläche, also W_2 etwa rechtwinklig zu dieser, so ändert sich wenig an der Beanspruchung des Stichels, da das Moment, welches W_1 erzeugt, verhältnismäßig klein ist.

Für den Fall, daß der Stichel an der Innenseite eines rings umschlossenen Raumes arbeiten soll — z. B. behufs Erzeugens einer Keilnute — ist die durch Fig. 507 dargestellte Einspannungsart des Stichels kaum zu vermeiden. Da aber die Kosten eines so starken und langen Stahlkörpers beträchtlich sind und dieser nach mehrmaligem Umschmieden und dementsprechender Verkürzung für den vorliegenden Zweck nicht mehr gebraucht werden kann, so zieht man oft vor, einen Werkzeughalter, d. i. einen Stab entsprechender Länge und Dicke, am Stößel a zu befestigen, welcher in einem nahe seinem freien Ende angebrachten Loch den Stichel von nunmehr erheblich kleinerem Querschnitt und geringerer Länge enthält. Wenn das untere Ende des Stößels nach Fig. 507 nur für die angegebene Einspannungsweise des Stichels vorgerichtet ist, so verwendet man den gekennzeichneten oder in dem Werkzeughalter befestigten Stichel auch für die Bearbeitung von Außenflächen, d. h. auch in dem Falle, daß der verfügbare Raum gestattet, den Stößel selbst an dem Werkstück hinabsteigen zu lassen. Das kann man durch Ausbildung des unteren Stößelendes nach Fig. 508 vermeiden. Ein Stichel von nur 20 mm Dicke und Breite erfährt bei dem gleichen Schnittwiderstande keine größere, auf die Flächeneinheit bezogene Beanspruchung, als jener mächtige Stichel.

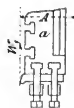


Fig. 508.

Da es in diesem Falle nicht an Raum gebricht, so kann für den Stichel auch eine Einspannvorrichtung angewendet werden, die ihm gestattet, beim Rückgange auszuweichen (S. 109).

Die Beanspruchung des Stößels a und seiner Führungen ist bei der einen Einspannungsweise dem Sinn nach gerade so wie bei der anderen: es wird sowohl bei dem lang hervorragenden Stichel (Fig. 507) als auch bei dem nach Fig. 508 eingespannten verlangt, daß die Stichelschneide bis zu einem Punkte arbeiten kann, der um l_1 von der Mitte der nächstbe-

legenen Führung entfernt liegt, und der Abstand A bleibt fast derselbe. Aber bei dem langen Stichel setzt sich das l_1 aus der Stichellänge, der Hubhöhe des Stößels und dem Abstande zusammen, um welchen das untere Stößelende unter der Mitte der Führung liegt, wenn sich der Stößel in höchster Lage befindet, während bei der durch Fig. 508 dargestellten Einspannungsweise des Stichels das l_1 nur aus den letztgenannten beiden Beträgen besteht. Diese gestattet sonach, mit einem viel kleineren l_1 zu arbeiten als der lange Stichel. Das Rechnungsverfahren zur Bestimmung der auf die Führungen wirkenden Drücke wird hierdurch aber nicht beeinflußt.

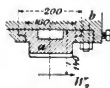


Fig. 509.

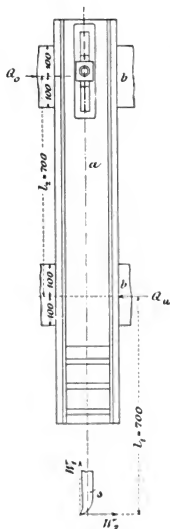


Fig. 510.

Liegt W_2 gleichlaufend zur Bildfläche der Fig. 507, so erhält man die Gleichungen, wenn P_o den Druck gegen die oberen, P_u denjenigen gegen die untere Führung bezeichnet:

$$W_2 \cdot l_1 - W_1 \cdot A = P_o \cdot l_2 \quad . \quad . \quad . \quad (70)$$

und

$$W_2 (l_1 + l_2) - W_1 A = P_u \cdot l_2 \quad . \quad . \quad (71)$$

also, da $W_2 = W_1$ gesetzt werden soll:

$$P_u = W_1 \frac{l_1 + l_2 - A}{l_2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (72)$$

$$P_o = W_1 \frac{l_1 - A}{l_2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (73)$$

Es sei, unter sonstigem Festhalten an dem bisherigen Beispiele, $l_1 = 700$ mm, $l_2 = 700$ mm und $A = 180$ mm. Dann entsteht, nach 72 für P_u: 697 kg, nach 73 für P_o: 297 kg. Jede der Führungen soll 200 mm lang sein und die Sohle des Stößels (nach Fig. 509) 200 mm Breite haben, während die übergreifenden Leisten 20 mm breit sind. Es entfällt dann auf jedes Quadratmillimeter der unteren Führung, gegen welche der Stößel sich in ganzer Breite legt, nur 0,017 kg, der oberen Führung dagegen 0,037 kg.

Liegt die Hauptschneide des Stichels an der Seite — womit zu rechnen ist — so wird die Bestimmung der Flächendrücke weniger einfach. In der Bildfläche von Fig. 507 fällt W_2 hinweg, wodurch die Richtung von P_o und P_u sich umkehrt. Die Größe dieser beiden Kräfte wird, so lange man mit dem vorliegenden Beispiel rechnet, viel kleiner. W_2 wirkt in einer zur Bildfläche der Fig. 510 gleichlaufenden Fläche und verursacht auf die Seitenflächen der Führungen die Drücke Q_u und Q_o, indem:

$$W_2 \cdot l_1 = Q_o \cdot l_2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (74)$$

$$Q_u = Q_o + W_2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (75)$$

und danach wird:

$$Q_u = W_2 \frac{l_1 + l_2}{l_2} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (76)$$

$$Q_o = W_2 \cdot \frac{l_1}{l_2} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (77)$$

oder nach dem Beispiel: $W_2 = 400$ kg; $l_1 = 700$ mm; $l_2 = 700$ mm; $Q_u = 800$ kg; $Q_o = 400$ kg. Die Schmalflächen der Führungen sind 40 mm breit, also die Drücke auf 1 qmm derselben unten 0,1 kg, oben 0,05 kg.

W_2 versucht endlich noch den Stößel um seine Längsachse zu drehen, sie wirkt (nach Fig. 509) an einem 140 mm langen Hebelarm, während den widerstehenden, 20 mm breiten Leisten der Hebelarm $\frac{160 + 200}{2} = 180$ mm zur Verfügung steht. Der Druck gegen diese Leisten beträgt sonach $400 \cdot \frac{140}{180} = 311$ kg, die sich auf $2 \cdot 20\,\text{mm} \cdot 200\,\text{mm} = 8000$ qmm verteilen, also 0,039 kg für 1 qmm Flächendruck liefern, welcher für die untere Leiste dem von W_1 herrührenden, hier nicht berechneten hinzuzuzählen sein würde.

Es würde Unbequemlichkeiten verursachen, wenn die Mitte der Schnittlänge immer in gleichem Abstande von den Führungen sich befinden müßte. Die Lage der zu bearbeitenden Flächen gegenüber derjenigen des Werkstückes, welche sich auf die Aufspannplatte stützt, erfordert zuweilen das Arbeiten des Stichels in größerer, zuweilen in geringerer mittlerer Entfernung von der Aufspannplatte. Da die Höhenlage der Kurbelwelle oder der den Stößel betätigenden Schleife (Fig. 466) sich nicht bequem ändern läßt, so macht man den Zapfen *c* (Fig. 507), an welchen die Lenkstange greift, am Stößel einstellbar. Die linksseitige Verlängerung dieses Zapfens steckt zu diesem Zweck in einem Schlitz des Stößels. Ein breiter, plattenartiger Bund des Zapfens legt sich gegen die eine, die Unterlegscheibe einer Mutter auf die andere Seite des Stößels. Das Festhalten des Zapfens *c* findet durch Reibung des genannten Bundes am Stößel statt.

Man macht diesen Bund zuweilen rund und gibt ihm keine großen Abmessungen. Alsdann ist der Zapfen nebst seiner Verlängerung als doppelarmiger Hebel aufzufassen, dessen Stützpunkt in der Gleitfläche des Bundes liegt. Es muß dann die Reibung erheblich größer sein, als der Lenkstangendruck. Macht man dagegen den Bund lang, wie in Fig. 507 angegeben, so daß nicht das geringste Kippen in Frage kommen kann, so braucht die Reibung nur dem einfachen Lenkstangendruck zu widerstehen. Bei der Reibungswertziffer 0,2 ist dann die linksseitige Schraube mit 2000 kg anzuspannen. Der äußere Durchmesser dieser Schraube möge 28 mm betragen, dann ist der Kerndurchmesser = 24 mm, und die Beanspruchung für 1 qmm seines Querschnittes = 4,4 kg.

Um diese Beanspruchung zu mindern, werden wohl die aufeinander liegenden, die fragliche Reibung hervorbringenden Flächen künstlich gerauht, es wird also die Reibungswertziffer vergrößert, wogegen nichts einzuwenden ist.

Häufig wird zwischen den Bund und die Befestigungsmutter, in die Mittelebene des Stößels (vgl. die dick gestrichelte Linie in Fig. 507 und 510) eine Schraube gelegt, deren Mutter in der Verlängerung des Zapfens *c* aus-

gebildet ist. Diese Schraube soll zum Verschieben des Zapfens längs des Schlitzes dienen. Angenscheinlich mutet man ihr zuweilen[1]) auch zu, den Zapfen in seiner Lage festzuhalten. Auch die Fig. 43 u. 44, S. 38, lassen eine solche Absicht annehmen. Die fragliche Schraube ist nun für diesen Zweck nicht geeignet, und zwar aus folgenden Gründen: Ein gewisser „toter Gang" findet sich von vornherein zwischen den Schraubengewinden; er vergrößert sich mit der Zeit. Wenn nun der Schraube die Aufgabe gestellt ist, den Zapfen in seiner Lage festzuhalten, so erfährt der Zapfen bei jedem Hubwechsel eine Verschiebung im Betrage des sogenannten toten Ganges, wodurch unangenehme Stöße, vor allem aber starke Abnutzungen hervorgerufen werden. Die Schraube ist aber für einen andern Zweck sehr nützlich. Wenn man, um die Höhenlage des Stößels zu ändern, den Zapfen *c* löst, so sinkt der Stößel beim Fehlen der Schraube nach unten, es sei denn, daß er in irgend einer anderen Weise gestützt würde: die Schraube verhindert dieses Hinabfallen ohne weiteres. Es wird gleiches erreicht, wenn man das Gewicht des Stößels durch ein Gegengewicht ausgleicht. Bei nicht zu großer Höhenverschiedenheit kann ein doppelarmiger Hebel diese Gewichtsausgleichung vermitteln, andernfalls ein über Rollen gelegtes, dünnes Drahtseil oder eine Kette, welche mit einem Gegengewicht behaftet sind. Man muß aber den Hebel bzw. das Seil für den vorliegenden Zweck mit dem Stößel — nicht aber, wie so häufig geschieht, mit dem Zapfen — verbinden.

Mit der Lage des Zapfens *c* am Stößel *a* (Fig. 507) ändert sich das l_1; es werden hierdurch die auf die Führungen wirkenden Flächendrücke unter Umständen in unzulässiger Weise vergrößert. Man vermeidet das, wenn gleichzeitig die Führungen entsprechend verstellt werden. Zu diesem Zweck vereinigt man die Führungen zu einer rahmenartigen Platte und befestigt diese, unter Vermittlung von Aufspannuten am Maschinengestell, um sie verstellen zu können; zuweilen wird nur die untere Führung nachstellbar gemacht. Fig. 511 zeigt eine derartige von den Niles tool works angewendete Anordnung.[2]) Der den Stößel *S* führende Körper *A* ist winkelförmig; er wird am oberen Ende des Maschinenbockes *B* und in einiger Höhe über den Aufspanntisch *T* an dem Bock *B* befestigt. Der Stößel wird nicht durch Kurbel und Lenkstange, sondern durch Zahnstange und Rad betätigt.

Fig. 512 stellt den Stößel einer Feilmaschine dar; er ist in wagerechter Lage gezeichnet, weil er meistens — nicht immer — in dieser Lage angewendet wird. Der Stößel *a* hat einen ähnlich *U*-förmigen Querschnitt wie derjenige der Stoßmaschine und wird gerade so wie dieser geführt. Die Linien *b* bezeichnen die in Rechnung zu stellenden Mitten der Führungen. Der Zapfen *c* liegt, wegen des anderen Antriebes, ein wenig anders als bei jenem Stoßmaschinenstößel. Das Festhalten des Zapfens bedarf nach der weiter oben vorgekommenen Erörterung einer Erläuterung nicht mehr, ebensowenig die Schraube *d*, welche zu seiner Verschiebung dient.[3]) Das Stichelhaus ist für den Rückgang des Stichels nachgiebig, der Kasten *e*, in welchem das Stichelhaus sich befindet, ist zu gleichem Zweck

[1]) Ravasse, Revue industrielle, 1895, Tafel 10. Newark machine tool Works, The Iron Age, 13. Aug. 1891, S. 245.

[2]) The Iron Age, März 1892, S. 555, mit Schaubild.

[3]) Vgl. andere Zapfenbefestigungen: Z. 1900, S. 946.

auf dem Querschlitten *f* in verschiedene Lagen zu bringen. *f* kann quer gegen den Stößel verschoben und mit seiner Bahn *h* am Kopf *g* des Stößels gedreht, bzw. für jede gewünschte Lage hier eingestellt werden.

Nach dieser eingehenderen Erörterung der Stößel glaube ich mit der Beschreibung einiger Ausführungsformen auszukommen.

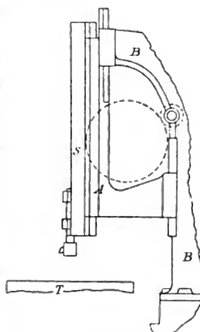


Fig. 511.

Fig. 513 ist das Schaubild einer gebräuchlichen Stoßmaschine von Gildemeister & Co. Das C-förmige Gestell ist sehr kräftig gehalten; hinter ihm liegt die zum Antriebe dienende Stufenrolle, an deren Welle das rechts sichtbare Schwungrad sitzt. Von der genannten Welle aus wird mittels eines nach Fig. 467 und 468, S. 217, ausgebildeten Betriebes die Kurbelwelle betätigt. Die Kurbelcheibe liegt zum Teil in einer gut passenden Vertiefung des Maschinengestelles, so daß sie hier Stützung findet, sobald die Kurbelwelle infolge zufälliger übermäßiger Beanspruchung eine zu große Durchbiegung erfährt. Diese Sicherung gegen den Bruch der Kurbelwelle findet man bei Stoßmaschinen häufig; über ihre Zweckmäßigkeit läßt sich streiten. Der zur Ausgleichung des Stößelgewichts dienende belastete Hebel greift an den verstellbaren Zapfen des Stößels, nicht an letzteren selbst; er scheint deshalb nur den Zweck zu haben, den Stößel in seiner höchsten Lage zu erhalten, wenn dieser außer Betrieb ist. Die zum Verstellen des Stößel-

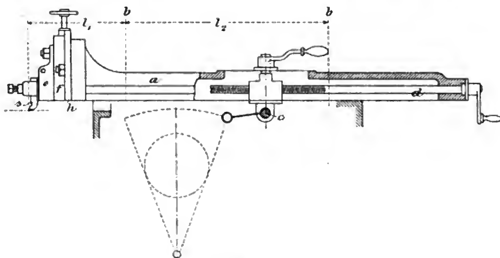


Fig. 512.

zapfens dienende Schraube wird durch ein am oberen Ende des Stößels sichtbares Handrad betätigt. Es ist an der Antriebswelle eine Kupplung vorgesehen, welche sich jederzeit rasch lösen läßt. Man sieht auf der rechten Seite des Bildes einen Handhebel, welcher zum Lösen dieser Kupplung

dient. Neben dem im Bilde sichtbaren Stirnrade sitzt ein Daumen, durch welchen — unter Vermittlung von Hebeln und einer Stange — das unten rechts angebrachte Schaltwerk angetrieben wird. Das zugehörige Sperrad sitzt an einer vor dem Maschinenbett gelagerten, lang genuteten Welle, die durch ein Kegelradpaar das an der Bettplatte gelagerte, im Vordergrunde sichtbare größere Stirnrad betreibt. Von hier aus werden mittels mit ihren Wellen zu kuppelnder Räder die Querschlittenschraube und der Wurm für die selbsttätige Drehung der Aufspannplatte betrieben. Am linksseitigen Ende der vor dem Maschinenbett liegenden Welle sitzt ein Stirnrad, welches die Bettplattenschraube antreibt. Alle in Frage kommenden Schaltbewegungen können demnach selbsttätig stattfinden.

Die Fig. 43 und 44, welche bereits S. 38 angeführt worden sind, stellen eine Stoßmaschine dar, deren Stößel auch geneigt gegen die Lotrechte arbeiten kann. Es ist zu dem Zweck derjenige Teil des Maschinengestelles, welcher die Führung des Stößels enthält, um die Achse der Kurbelwelle drehbar angeordnet. Der Kopf des festen Gestellteiles endet in der runden, festen Platte *a*; auf dieser erhebt sich ein Ring, um den sich ein in der Gegenplatte *b* ausgedrehter Falz legt, so daß der Ring als Zapfen für die drehbare Führung dient. Vier in Aufspannuten greifende Schrauben halten den drehbaren Kopf in der ihm gegebenen Lage fest. Die größte Stufe der Antriebsrolle hat 360 mm Durchmesser bei 70 mm Breite. Es ist daher die größte am Umfange dieser Rolle wirkende Triebkraft zu 35 kg anzunehmen, und da das Übersetzungsverhältnis des Räderwerks = 8,7, der größte Kurbelhalbmesser = 140 mm beträgt und angenommen werden kann, daß das Schwungrad die durch die Kurbel verursachten wechselnden Widerstände ausgleicht, so ist auf einen größten Stichelwiderstand von rund 600 kg zu rechnen. Rechtwinklig zur Schnittrichtung kann ein ebenso großer Druck auftreten, und zwar nahe über dem Aufspanntisch *T*, d. h. 1100 mm von der Kurbelwellenmitte. Daraus ergibt sich für die verstellbare Stößelführung das Drehmoment 1100·600, welchem von der Reibung zwischen den Scheiben *a* und *b* mit Sicherheit widerstanden werden muß. Diese Scheiben haben 550 mm Durchmesser weshalb für die Mitte der die widerstehende Reibung bietenden Ringfläche 500 mm Durchmesser angenommen werden kann. Demnach muß die Reibung:

$$\frac{1100 \cdot 600}{250} = 2640 \text{ kg}$$

und der von den vier Befestigungsschrauben hervorzubringende Druck bei der Reibungswertziffer 0,2 13,200 kg betragen. Es sind daher die Schrauben wenigstens 32 mm dick zu machen. Sobald der rechtwinklig zur Schnittrichtung liegende Druck in die Bildfläche der Fig. 43 fällt, werden die Schrauben noch in anderer Weise beansprucht. Das Moment 600·1100 mm bringt nämlich in den beiden oberen Schrauben eine Zugspannung hervor, welche im vorliegenden Falle geringfügig ist, oft aber volle Beachtung erfordert. Das Drehen des Führungsteils nebst Scheibe *b* erfolgt — nach dem Lösen der Befestigungsschrauben — durch einen in Fig. 44 sichtbaren Wurm.

Die von Ernst Schieß gebaute Stoßmaschine, welche durch die Fig. 514 und 515, Tafel I, veranschaulicht ist, weicht von den vorigen namentlich durch die andere Stößelbewegung ab. Die Kurbelwarze

greift in den Schlitz einer Schwinge, und diese überträgt ihre hin- und hergehende Bewegung nach Art der Fig. 512 auf den Stößel. Es ist diese Schwinge in Fig. 514 wegen einer kreisrunden Öffnung der vorderen

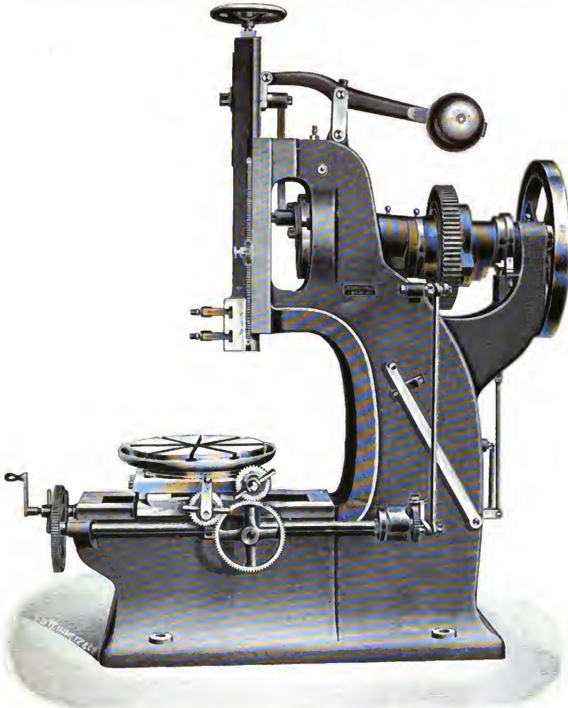


Fig. 513.

Gestellwand teilweise zu sehen, im übrigen durch gestrichelte Linie angegeben. Der am Stößel einstellbare Zapfen kann — nach Lösen der Befestigungsschrauben — durch eine nicht gezeichnete Schraube, welche im Schlitz

des Stößels liegt, verschoben werden, weshalb zulässig ist, das Stößelgewicht durch ein am freien Ende der Schwinge angebrachtes Gegengewicht auszugleichen. Wegen der Höhe der Maschine wird die zum Verschieben des Stößels dienende Schraube durch eine nahe dem untern Stichelende liegendes Kegelradpaar und einen — nicht gezeichneten — seitwärts aus dem Stößel hervorragenden Zapfen gedreht. Der größte Hub des Stößels beträgt 400 mm; durch Verschieben des Kurbelzapfens längs einer, in der Kurbelscheibe angebrachten Aufspannut kann man beliebig kleinere Hubhöhen erzielen. Die minutlichen Hubzahlen betragen, bei 80 minutlichen Drehungen der Deckenvorgelegwelle 24,7 bis zu 7,2. Auf der Seitenfläche des auf der Kurbelwelle sitzenden großen Stirnrades *a* (Fig. 514 und 515) ist eine krumme Nut nach Art der Fig. 483, S. 226, ausgebildet, welche auf den Hebel *b* (Fig. 515) wirkt. Die Welle dieses Hebels geht quer durch den Maschinenbock und überträgt ihre Schwingungen durch Kegelradteile auf die senkrechte Welle *c*, und diese betätigt in gleicher Weise einen auf der Welle *e* freischwingenden Hebel, dem die zu dem Sperrade *d* gehörige Klinke angebolzt ist. Die ruckweisen Drehungen der Welle *e* werden durch ein Kegelradpaar zunächst an das Stirnrad *f* und durch dieses an die Stirnräder *g*, *h*, *i* übertragen. Letztere werden nach Bedarf mit ihren Wellen verkuppelt. *g* bewirkt unter Vermittlung von Schraubenrädern die Verschiebung des Werkstückschlittens längs des Bettes, *h* die Verschiebung des Querschlittens und *i* die Drehung des runden Aufspanntisches. Die Regelung der Schaltgröße geschieht bei dem Sperrad *d* nach Art der Fig. 471, S. 220.

Für größere Hubhöhen ist der Kurbelantrieb unbequem; man wählt deshalb für sie den Antrieb durch Zahnstange und Rad, oder durch Schraube und Mutter. Fig. 516 ist das Schaubild einer dementsprechend von Droop & Rein gebauten Stoßmaschine, bei welcher eine lange Schraube zum Betätigen des Stößels dient. Rechts bemerkt man drei Riemenrollen, von denen nur die mittlere fest auf der liegenden Welle sitzt. Ein offener und ein gekreuzter Riemen werden durch einen Riemenführer, welchen zwei am Stößel einstellbare Frösche betätigen, wechselnd auf die feste Rolle gelegt. Vermöge der großen Übersetzung, welche die Schraube bietet, bewegen sich die Riemen sehr rasch, sind demnach schmal und laufen, geringem Druck folgend, in sehr kurzer Zeit von der einen auf die andere Rolle. Der im Vordergrunde des Bildes sichtbare Steuerhebel hat nur die Aufgabe, die Riemen umzulegen, so daß der Stoß, welchen die Frösche gegen ihn ausüben, gering ausfällt. Die Masse des Stößels ist verhältnismäßig klein, weshalb ein Stiefelknecht überflüssig ist und ein Arm des Steuerhebels wechselnd von den beiden Fröschen betätigt wird. Durch Räderübersetzung überträgt die Steuerwelle ihre Schwingungen derartig auf eine Kurbelscheibe, daß diese sich bei jeder Schwingung etwa um 180° dreht, sonach kleine Verschiedenheiten im Ausschlag des Steuerhebels für die von der Kurbelwelle abgeleitete Schaltung einen nennenswerten Einfluß nicht hat. Die Hubhöhe des Stößels, welche bis zu 500 mm betragen kann, wird durch die Frösche eingestellt, der Betrag der Schaltung durch Verstellen der Warze an der Kurbelscheibe geregelt.

Die Fig. 517, 518 u. 519, Tafel I, sind geometrische Darstellungen der Maschine. Sie entsprechen neueren Ausführungen derselben und enthalten deshalb kleine Abweichungen von Fig. 516.

Die angetriebene Welle überträgt ihre Drehungen durch ein Kegelradpaar mit 24, bzw. 36 Zähnen bei $t/\pi = 6$ auf die Schraube, welche 70 mm äußeren, 48 mm inneren Durchmesser und doppelgängiges Gewinde mit 51 mm Ganghöhe hat. Die Schraube ist nahe ihrem unteren Ende in einem

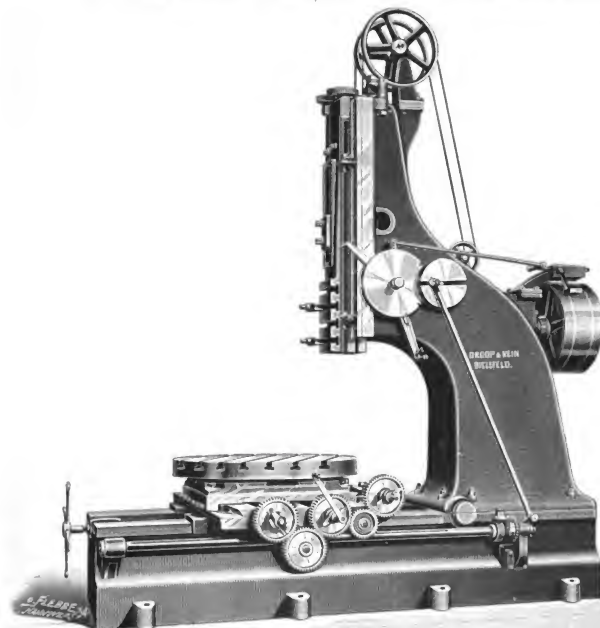


Fig. 516.

einfachen Halslager gestützt, an ihrem oberen Ende in einem Kammlager, dem sich zur Aufnahme des in die Achse fallenden Druckes noch ein fester Spurzapfen anschließt. Um die Mittellage des Stößels der Werkstückhöhe bequem anpassen zu können, ist die Mutter am Stößel in

größerer oder geringerer Höhe zu befestigen. Wie Fig. 517 erkennen läßt, findet — nach dem Lösen der Befestigungsschrauben — das Verschieben der Mutter durch eine Schraubenspindel, ein Kegelradpaar und eine auf *a* zu steckende Handkurbel oder dergleichen statt. Die Frösche *b* werden mit Hilfe einer langen, an der Seite des Stößels angebrachten Aufspannnut befestigt; sie stoßen gegen den Arm *c* des Steuerhebels, dessen zweiter Arm *d* der Handsteuerung dient, während der nach oben gerichtete dritte Arm die Schwingungen des Steuerhebels auf den Riemenführer überträgt.

Mit dem Steuerhebel ist eine Scheibe *f* (Fig. 517 und 519) verbunden, welche an einem Teil ihres Umfanges Radzähne trägt und hierdurch die Kurbelscheibe *g* in hin- und hergehende Bewegung versetzt. Durch eine Lenkstange, ein am Fuß der Maschine angebrachtes Paar unvollständiger Kegelräder und ein Schaltwerk (Fig. 517) wird die liegende Welle *h* betätigt. Diese dreht (links von Fig. 517) durch Zwischenräder, die Fig. 518 im Vordergrunde erkennen läßt, die Bettplattenschraube *i*. Auf der lang genuteten Welle *h* steckt ferner das Kegelrad *k* (Fig. 517); es ist mit Hilfe seiner halsförmig ausgebildeten Nabe an der Bettplatte gelagert, verschiebt sich also mit ihr, dreht das ebenfalls an der Bettplatte gelagerte Kegelrad *l* (Fig. 518) und betreibt unter Vermittlung geeignet angeordneter Zwischenräder die Querschlittenschraube *m* und die Welle *n* des Wurmes, welcher die Aufspannplatte zu drehen hat. Das Ausrücken des Selbstganges findet, wie die Abbildungen erkennen lassen, durch Verschieben der betreffenden Rädchen (vgl. Fig. 410, S. 190) statt.[1])

Als Beispiel einer liegenden Stoßmaschine führe ich die von Ernst Schieß gebaute, durch die Fig. 520 und 521, Tafel II abgebildete, an. Diese ist gleichzeitig ein bemerkenswertes Beispiel solcher Maschinen, bei denen das Werkstück ruht, während das Werkzeug alle erforderlichen Bewegungen zu machen hat.

Der Stößel *a* wird an der breiten Platte *b* wagerecht geführt; letztere kann in senkrechter Richtung am Bock *C* verschoben werden, und dieser wagerecht, quer gegen die Bewegungsrichtung des Stößels an dem langen Bett *d* der Maschine. Die größte Verschiebbarkeit des Stößels beträgt 1 300 mm, senkrecht kann er um 1500 mm und mit dem Bock *c* längs des Bettes um 3 770 mm verschoben werden.

Das Stichelhaus *e* ist durch Zahnbogen und Wurm mittels der Welle *f* um eine wagerechte Achse zu drehen, mit dem Schlitten *g* quer gegen den Stößel zu verschieben und endlich am Kopf des Stößels beliebig schräg einzustellen.

Es soll zwar in erster Linie die Verschiebbarkeit des Stößels *a* an der Platte *b* für das Arbeiten benutzt werden, jedoch ist auch vorgesehen, den Stichel quer zu dieser Richtung arbeiten zu lassen, indem man die Platte *b* mit entsprechend großer Geschwindigkeit auf- und niederbewegt. Die Arbeitsgeschwindigkeit des Stößels beträgt 45 mm in der Sekunde und die Rücklaufsgeschwindigkeit etwa das Dreifache der Arbeitsgeschwindigkeit.

Der Antrieb erfolgt durch zwei Paar Riemenrollen, welche in Fig. 521 rechts zu sehen sind; das mittlere, in der Figur angegebene Riemenrollenpaar, welches bestimmt ist, eine größere Arbeitsgeschwindigkeit für das

[1]) Vgl. andere bemerkenswerte Stoßmaschinen: Z. 1902, S. 84, S. 684, S. 1705, mit Abb.

Hobeln von Gußeisen zu liefern, wird nur auf besonderes Verlangen angebracht. Die beiden Riemen werden durch Riemenführer verschoben, welche die Steuerwelle betätigt.

Von der Welle der Antriebsrollen aus wird durch ein Stirnräderpaar eine lange, hinter dem Bett *d* (rechts in Fig. 520) gelagerte Welle angetrieben, die mit langer Nut versehen ist, so daß sie, unter Vermittlung eines Kegelradpaares, die am Bock *c* gelagerte senkrechte Welle *h* zu drehen vermag. Letztere dreht durch Kegelräder eine schrägliegende Schraubenwelle. Um diesen Betrieb bei jeder Höhenlage der Platte *b* zu erhalten, ist die Welle *h* in bekannter Weise durch lange Nut und feste Leiste mit dem auf *h* steckenden, aber an *b* gelagerten Kegelrade gekuppelt. Die Schraube, welche in eine stählerne, am Stößel befestigte Zahnstange greift, besteht aus Bronze. Wie in Fig. 520 sichtbar, ist der Stößel *a* mit einer langen Aufspannut versehen, mittels welcher zwei Frösche befestigt werden, die den etwa in der Mitte von Fig. 520 gezeichneten „Stiefelknecht" betätigen. Die Welle dieses Stiefelknechts überträgt ihre schwingenden Bewegungen zunächst auf die senkrechte, in dem Bock *c* gelagerte Welle *i* (Fig. 520) und diese betätigt ein Schaltrad, welches ziemlich weit unten auf der senkrechten, zum Auf- und Niederbewegen der Platte *b* dienenden Schraube *k* sitzt. Von hier aus wird auch die im Bett *d* der Maschine gelagerte, zum Verschieben des Bockes *c* dienende Schraube gedreht, und zwar durch Räderwerke, auf deren Einzelheiten ich nicht eingehen will, weil die Zeichnung durch sie überlastet werden würde. *i* setzt ferner die im Maschinenbett gelagerte Welle *m* (Fig. 520) in schwingende Bewegung, durch welche die Riemenführer betätigt werden.

Außer den Hauptfröschen, welche am unteren Rande des Stößels *a* angebracht sind, können mit Hilfe der an dessen oberem Rande befindlichen Aufspannut zwei kleinere (in Fig. 520 angegebene) Frösche befestigt werden. Sie stoßen gegen eine Art Stiefelknecht, der hinter der Kurbelscheibe *n* mit dieser verbunden ist. Die Schwingungen von *n* werden durch eine Lenkstange, ein Schaltwerk und Kegelräder auf die Mutter der zum Querschlitten *g* gehörigen Verschiebungsschraube übertragen, so daß auch die Verschiebung dieser Schraube selbsttätig sein kann. Diese Verschiebung kann selbstverständlich auch mittels der Hand ausgeführt werden, und zwar entweder durch Benutzung eines über *g* sichtbaren Handrades, oder des Handrades, welches in Fig. 521 rechts vom Stößelkopf gezeichnet ist. Die Handverschiebung der Platte *b* und des Bockes *c* vermittelt ein Handkreuz *o* oder eine Ratsche; es ist aber durch ein besonderes Vorgelege dafür gesorgt, daß diese zum Einstellen dienenden Verschiebungen, soweit sie längs größerer Längen stattfinden müssen, von der Maschine bewirkt werden können. Soll die Arbeitsbewegung in senkrechter Richtung stattfinden, also *b* sich rasch auf- und abbewegen, so wird die Schraube *k* durch ein besonderes Vorgelege betätigt, welches in den Abbildungen nicht enthalten ist.

Dieser Maschine ist eine von Collet & Engelhard gebaute[1]) nahe verwandt; letztere wird von ihren Erbauern „Feilmaschine" genannt. Es dürfte schwer sein, zu entscheiden, ob dieser Name oder der Name „wagrechte Stoßmaschine" richtiger ist. Beide Maschinen sind zur Bearbeitung sehr schwerer oder sperriger Werkstücke bestimmt.

[1]) Z. 1902, S. 1704, mit Abb.

Ähnlichen Zwecken dienen: die Stoßmaschine zum Ausschneiden der Lokomotivrahmenplatten[1]) und diejenige zum Bearbeiten der Fugenflächen an Panzerplatten,[2]) sowie die Panzerplatten-Stoßmaschine von Ernst Schieß.[3]) Letztere ist auf Tafel III abgebildet. Das Bett der Maschine besteht aus einer mächtigen (in der Querrichtung der Maschine 5000 mm, in deren Längsrichtung 2500 mm messenden) Aufspannplatte und zwei mit dieser verbundenen 7200 mm langen Führungsbetten. Auf letzteren sind zwei Böcke zu verschieben, welche das in Fig. 523 deutlich hervortretende Querstück tragen. Vor und hinter diesem Querstück befindet sich je ein Schlitten; der erstere derselben enthält die Stoßmaschine, der andere eine Bohrmaschine. Diese beiden Maschinen sind demnach an dem Querstück verschiebbar. Das Querstück ruht mit zwei Zapfen in den Böcken, so daß es um eine Längenachse gedreht werden kann, und zwar um den Betrag von 70°; die Anordnung ist im übrigen so getroffen, daß Stichelweg wie Bohrspindelachse sowohl nach vorn, als auch nach hinten bis zu 55° gegen die Wagerechte geneigt eingestellt werden können. Zu diesen Verstellbarkeiten kommt noch die Verschiebbarkeit mit den Böcken längs der Führungsbetten.

Durch eine fünffache Stufenrolle und ein ausrückbares Rädervorgelege wird zunächst die längs des Bettes gelagerte, lang genutete Welle *a* (Fig. 522) angetrieben. Sie dreht unter Vermittlung zweier Kegelradpaare und einer stehenden Welle die liegende Welle *b*. Von hier aus wird die Drehung mittels eines Stirnräderpaares auf die Welle *c* übertragen. Diese Welle ist in zwei Platten gelagert, welche auf den Enden der Zapfen des großen Querstücks festsitzen, und die Achse der Welle *b* fällt mit der Achse dieser Zapfen zusammen, so daß die beiden genannten Stirnräder bei jeder Lage des Querstücks im Eingriff bleiben.

Von der Welle *c* aus wird nun das an der Kurbelwelle der Stoßmaschine sitzende Stirnrad *d* betrieben, und die Kurbel betätigt unter Vermittlung einer Schleife den Stößel; Fig. 522 läßt das mit einem Gegengewicht behaftete Schwanzende der Schleife erkennen. Bemerkenswert ist hier die Verbindungsweise des Zapfens, an welchen der Lenker der Schleife greift, mit dem Stößel. Es handelt sich hier um sehr große Schnittwiderstände, was man daraus entnehmen kann, daß die stählerne Kurbelwelle 190 mm und der Kurbelzapfen 90 mm dick ist. Um nun diese großen Schnittwiderstände nicht durch Reibung auf den Zapfen zu übertragen (vgl. S. 243), hat man diesen als Querhaupt ausgebildet, welches in zwei Schlitzen des Stößels verschiebbar ist. Auf den beiden links und rechts aus dem Stößel herausragenden Enden des Querhauptes (vgl. Fig. 523) sitzen Schrauben, deren Muttern an dem Stößel drehbar gelagert sind und durch an gemeinsamer kleiner Welle sitzende Wurme gedreht werden können. Gegenmuttern dienen zum Ausgleich des toten Ganges. In der flachen Seite des Stirnrades *d* ist eine krumme Nut ausgebildet, welche (vgl. Fig. 438) die Schaltbewegung herbeizuführen hat. Der in die krumme Nut greifende Hebel überträgt seine Schwingungen durch verzahnte Bögen auf eine Kurbelscheibe, und die von letzterer ausgehende Schubstange betätigt die Schaltklinke. Zwischenräder übertragen die ruckweise Drehung auf eine

[1]) Z. 1897, S. 651, mit Abb.
[2]) Z. 1891, S. 1242, mit Abb.
[3]) „Stahl und Eisen“ 1894, Nr. 19, mit Schaubildern.

an der eigentlichen Stoßmaschine gelagerte Mutter, welche in das Gewinde der im großen Querstück festen Schraubenspindel greift. Man kann diese Mutter auch mittels eines Handrades drehen, aber auch behufs raschen Verschiebens auf größere Längen von einem besonderen Antrieb aus, welcher weiter unten besprochen werden wird. Der größte Hub des Stößels beträgt 800 mm, seine Hubzahlen sind: 1,065, 1,56, 2,24, 3,23, 4,8, 6,12, 9,1, 13,1, 18,9, 28,2 in der Minute. Bei jedem Hub des Stößels verschiebt ihn der Selbstgang um 0,413 mm bis 3,5 mm längs des Querstücks.

Die Welle *b* (Fig. 523) reicht durch den rechtsliegenden Zapfen des großen Querstückes, um die Bohrmaschine anzutreiben. Die aus Stahl geschmiedete Bohrspindel hat 110 mm Durchmesser, läßt sich um 700 mm in ihrer Achsenrichtug verschieben, wird selbsttätig für jede Drehung um 0,074 bis 0,88 mm zugeschoben und dreht sich minutlich: 4,2, 6,2, 9, 13, 18,2, 24,5, 36,4, 52,3, 76 und 112 mal. Als größte in Stahl zu erzeugende Lochweite, bei 35 mm Umfangsgeschwindigkeit des Bohrers, wird 160 mm angegeben. Man kann an der Bohrspindel auch eine Kalt-Kreissäge befestigen.

Das Einstellen der Lage des großen Querstücks, also der beiden Maschinen, erfolgt mittels zweier Handkreuze und doppelter Wurmradübersetzung, wie aus der Fig. 523 und der Fig. 522, ersehen werden kann.

Es sollen die Böcke längs ihrer Betten durch Kraftantrieb in zweierlei Weise bewegt werden, nämlich ruckweise, wenn die Stoßmaschine in der Längenrichtung arbeitet, und mit größerer und etwa gleichförmiger Geschwindigkeit, wenn die Böcke auf größere Wegesstrecken zu verschieben sind. Hierzu kommt noch die Verschiebung mittels der Hand.

Es dienen diesen sämtlichen Verschiebungen zwei Schrauben, welche gleichlaufend zur Längenrichtung der Führungsbetten gelagert sind und in an den Böcken sitzende Muttergewinde greifen; sie werden durch Kegelradpaare von der Welle *e* (Fig. 523) aus getrieben, und diese von der Welle *f* aus, auf welcher eine Hebelratsche für die Handbewegung sich befindet. *f* kann aber auch mittels des Schaltrades *g* (Fig. 523) angetrieben werden. Das Schaltwerk wird auf folgende Weise betätigt: am linksseitigen Ende der Welle *a* (Fig. 522) sitzt ein Wurm, mit dessen Wurmrad eine Kurbel verbunden ist; die Lenkstange dieser Kurbel ist der Schaltklinke angebolzt. Im übrigen sind die Übersetzungsverhältnisse so gewählt, daß die Schaltklinke für jeden Stößelschub einmal hin- und herschwingt. Es läßt sich *f* ferner drehen (und damit die Verschiebung der Böcke erreichen) durch die Riemenrolle *h* (Fig. 522). *h* steckt auf seiner Welle fest; links und rechts von ihm stecken lose Rollen doppelter Breite, und ein offener sowie ein gekreuzter Riemen sind mittels Riemenführers so zu verschieben, daß entweder *h* sich rechts oder links dreht, oder ruht (vgl. S. 183).

Aus Fig. 523 ist zu sehen, daß die Drehungen der Welle *f* durch Vermittlung der Welle *i* auch zum Verschieben der Stoßmaschine — und ebenso ist es mit der Bohrmaschine — längs des großen Querstücks benutzt werden können.

In Fig. 523 ist noch eine kreisrunde Aufspannplatte *k* angegeben. Sie hat 2000 mm Durchmesser, ist zur Aufnahme von Werkstücken bestimmt, welche rund gestoßen werden sollen (vgl. S. 37), und wird nach Bedarf auf

die große Aufspannplatte gebracht. Sie ruht auf einem Schlitten, welcher gestattet, sie — mittels der Hand — in der Längenrichtung zu verschieben, und wird durch einen mittels des Schaltrades *l* betätigten Wurm ruckweise gedreht. Die zugehörige Schaltklinke wird zu diesem Zweck mit der Kurbelscheibe in Verbindung gebracht, welche sonst die Schaltung der Stoßmaschine bewirkt (gestrichelte Linie der Fig. 523 deuten das an).

Es sei noch darauf hingewiesen, daß besondere Aufmerksamkeit auf die Steuerung der Maschine verwendet worden ist; man hat sich bemüht, dem Arbeiter die Bedienung der in Frage kommenden Steuerungen je von seinem Arbeitsplatze aus möglich zu machen.



Fig. 524.

Eine Feilmaschine mit elektrischem Antrieb, welche von Droop & Rein gebaut ist,[1]) stellen die Fig. 524, 525 und 526 dar, und zwar erstere als Schaubild, die folgende in Seitenansicht und die letzte in Vorderansicht. Der Motor befindet sich am Fuße der Maschine, auf seiner Welle steckt eine Stufenrolle für Schnurbetrieb, dieser gegenüber, in höherer Lage, eine zweite Stufenrolle, welche auf der Welle eines Wurmes sitzt. Dieser und das zugehörige Wurmrad befinden sich in der Kapsel *a* (Fig. 525). Es ist der Wurm über das Wurmrad gelegt, damit das langsamer sich drehende Wurmrad in Öl badet, nicht aber der rasch kreisende Wurm, welcher das Öl hinwegschleudern würde. Von der Welle des Wurmrades aus wird die im Maschinengestell untergebrachte Kurbelwelle angetrieben, welche die um den Bolzen *d* schwingende Schleife bewegt. Diese wirkt in bekannter Weise (S. 245) auf einen Bolzen, welchen die Mutter *b* am Stößel *c* festhält. Eine krumme Nut des auf der Kurbelwelle sitzenden Rades betätigt eine kleine Kurbelscheibe, von wo ab das an einem Schlitten gelagerte, der Zuschiebung in wagerechter Richtung dienende Schaltwerk bewegt wird. Der Aufspannwinkel ist am Schlitten durch das erwähnte Schaltwerk selbsttätig, sonst mittels Handkurbel zu verschieben; die senkrechte Verschiebung des Schlittens und mit ihm des Aufspannwinkels kann

[1]) Z. 1896, S. 1341, mit Abb.

nur durch Handkurbel bewirkt werden. Am Kopf des Stößels ist der Stichelschlitten schräg einzustellen, und auf dem Schlitten läßt sich das

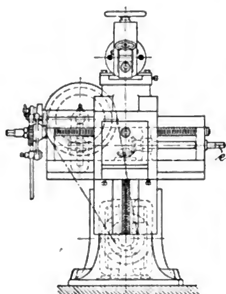


Fig. 525.

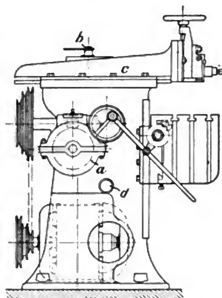


Fig. 526.

Stichelhaus nach der einen oder anderen Seite ein wenig schräg stellen, wegen des Ausweichens des Stichels bei seinem Rückgange (S. 109). Es

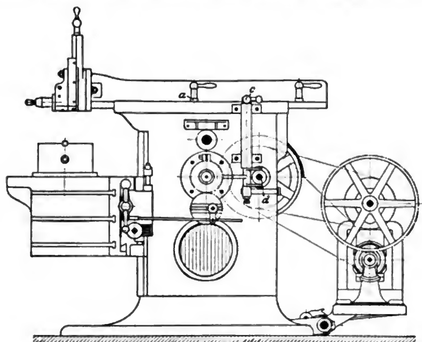


Fig. 527.

beträgt der größte Hub des Stößels 200 mm, die selbsttätige Querverschiebung des Aufspannwinkels 450 mm, dessen tiefste Lage unter dem Stößel 415 mm und die Größe der oberen Aufspannfläche 300 × 318 mm.

Bei der von der Werkzeugmaschinenfabrik Brune gebauten Feil-

maschine[1]) (Fig. 527 bis 530) ist die Führung des Stößels ebenfalls fest; der Stößel wird aber durch Rad und Zahnstange betätigt. Es beträgt der größte Stößelhub dieser Maschine 600 mm, die größte Verschiebbarkeit des Werkstücks in wagrechter Richtung 650 mm. Ein einpferd. Motor ist so mit dem Maschinengestell verbunden, daß die beiden für den Arbeits- und für den Rückgang bestimmten Riemen durch das Gewicht des Motors angespannt werden. Der Riemen für den Rücklauf liegt auf einer Rolle des Motors, der Riemen für den Arbeitsgang auf der Rolle einer Vorgelegewelle, so daß das Kreuzen eines Riemens entbehrlich ist. Die von den Riemen angetriebenen Rollen stecken frei drehbar auf der Welle *i* (Fig. 529) und können mit dieser mittels gespaltener, durch kräftige Arme auf *i* befestigter Ringe *g h* gekuppelt werden. In den Spalt jedes der Ringe greift ein Keil, der an einer in der Länge einstellbaren Stange *e* bzw. *f* sitzt und durch einen am Bolzen *d* ausgebildeten Doppelkegel nach außen gedrängt werden kann. Sowohl die Kegelflächen als auch die Enden der Stangen *e* und *f* sind gehärtet. In den Halsring des Bolzens *d* (Fig. 527 und 529) greifen die Zapfen zweier Hebel, die mit dem Steuerhebel *c* auf gemeinsamer, stehender Welle festsitzen. Die in Aufspannuten des Stößels zu befestigenden Frösche *a* und *b*, die gegen den Hebel *c* stoßen, steuern so die Bewegungs-

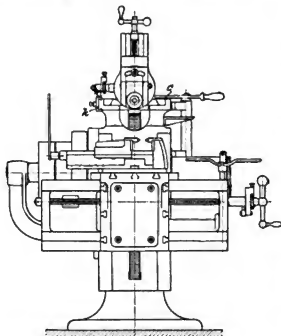


Fig. 528.

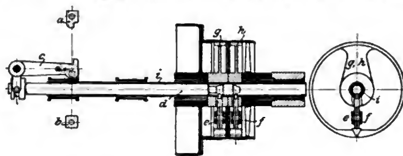


Fig. 529.

richtung des Stößels selbsttätig um. Wie aus Fig. 529 ersichtlich, hat der Frosch *a* eine vorspringende Nase und der Steuerhebel *c* ebenfalls eine solche. Es ist diese Einrichtung getroffen, damit die Nasen voneinander abgleiten, nachdem der Steuerhebel die erforderliche Drehung erfahren hat, und der mit größerer Geschwindigkeit zurückkehrende Stößel nach statt-

[1]) Z. 1902, S. 1620.

gehabter Umsteuerung noch ein wenig weiter gehen kann, ohne von *a* und *c* behindert zu sein. Das Hubende des Arbeitsganges bedarf, wegen der geringern Geschwindigkeit des letzteren, einer solchen Einrichtung nicht. Hier hat man aber eine feine Hubbegrenzung vorgesehen.[1]) Der Frosch *b* stößt nämlich nicht unmittelbar gegen den Hebel, sondern gegen eine an *c* einstellbare Daumenscheibe. Die Riemenrolle *g* ist doppelt, um zwei verschiedene Schnittgeschwindigkeiten anwenden zu können.

Das Schalten des Stichels quer zum Stößelkopf erfolgt durch die Mutter der Schlittenschraube. Sie wird durch ein Sperrad betätigt, welches seitwärts am Stößel (vgl. Fig. 529 links) gelagert ist und dessen Sperrklinkenhebel gegen Schrauben der am Maschinengestell einstellbaren Frösche *k* stößt. Der Aufspannwinkel und damit das Werkstück wird von der ersten Vorgelegewelle des Stößelantriebs aus durch eine Reibkupplung betätigt, die in bekannter Weise (S. 229) bei jedem Hubwechsel für eine halbe Drehung wirksam wird.

Weitere Beispiele von Maschinen dieser Gattung finden sich in unten verzeichneter Quelle.[2])

Eine von **Ernst Schieß** gebaute **doppelte Feilmaschine** zeigen die Fig. 531 bis 533, Tafel IV. Das Bett der Maschine ist 5000 mm lang; auf ihm liegen zwei schwere Schlitten, jeder mit einem Stößel und den zugehörigen Betriebsmitteln versehen. Die senkrechte Vorderseite des Bettes ist als große Aufspannplatte ausgebildet, an welcher nach Bedarf Aufspannwinkel und dergleichen angebracht werden.

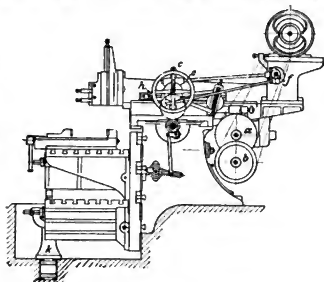


Fig. 530.

Was nun zunächst den Betrieb der Stößel anbetrifft, so ist für jeden derselben eine besondere vierstufige Antriebsrolle vorgesehen, die an den Giebelenden der Maschine sich befinden. Die Drehungen der Stufenrollen werden entweder mittels einfachen oder doppelten Vorgeleges auf je eine hinter dem Bett gelagerte Welle übertragen, auf welcher ein kleineres Stirnrad verschiebbar ist. Dieses Stirnrad wird von dem zugehörigen Schlitten so umfaßt, daß es stets mit dem am Schlitten gelagerten großen Stirnrade *a* (Fig. 531) in Eingriff bleibt. Dieses große Stirnrad ist mit der die Schleife *b* betätigenden Kurbelscheibe fest verbunden. Es sind dem Stößel sonach acht verschiedene Hubzahlen zu geben. Der Hub des Stößels, welcher bis 800 mm betragen kann, wird durch Verstellen des Kurbelzapfens in der Aufspannut der Kurbelscheibe geregelt; die Schwingungen der Schleife *b* überträgt eine Lenkstange auf den Stößel. Um die Bettschlitten möglichst sicher zu stützen, umgreifen diese (vgl. Fig. 531) nicht allein die

[1]) Vgl. Z. 1900, S. 945, mit Abb.
[2]) Z. 1900, S. 945 bis 947, mit Abb.

oberen Ränder des Bettes, sondern ruhen auch mit dem hinteren unteren Ende auf einer wenig über den Fußboden hervorragenden Bahn.

Die selbsttätige Schaltung des am Kopf des Stößels verschiebbaren Stichelschlittens wird von den Stößelbewegungen abgeleitet. Zu diesem Zwecke ist (nach Fig. 533, Tafel IV) neben dem Stößel eine Stange *c* angebracht, welche einerseits in dem festen Böckchen *d*, anderseits in dem Gehäuse *e* verschiebbar gelagert ist. Auf *c* sitzen zwei Stellringe, welche bei den Verschiebungen des Stößels gegen das Führungsauge von *d* stoßen und dann eine Verschiebung der Stange *c* in *e* herbeiführen. *c* ist an seiner unteren Seite verzahnt, greift in das Stirnrad einer Schaltdose (vgl. S. 223) und betätigt hierdurch das auf der Welle *i* sitzende Schaltrad. Die Welle *i* überträgt ihre ruckweise Drehung mittels eines Kegelradpaares auf eine in der Drehachse der Kopfplatte *f* liegende Welle, und diese, durch ein ferneres Kegelradpaar, auf die in *g* gelagerte Mutter. Ein an *i* sitzendes Handrad hat den Zweck, von hier aus den Schlitten *g* mittels der Hand einzustellen.

Das selbsttätige ruckweise Verschieben der Stößel- und Bettschlitten wird durch je einen geschlitzten Hebel *h*, dessen unteres Ende in eine krumme Nut des zugehörigen Rades *a* (Fig. 531) greift, eine Lenkstange, das Schaltwerk *k*, Zwischenräder und die in dem betreffenden Schlitten gelagerte Mutter bewirkt, welche in das Gewinde der im Maschinenbett gelagerten Schraube eingreift. An der Schaltwerkwelle sitzt ein Kopf *l*, in dessen Löcher man behufs Handbetätigung einen Stab stecken kann.

In Fig. 531, dicht über den Aufspannwinkeln, und in Fig. 532, rechte Hälfte, sieht man eine Spindel, welche (vgl. S. 39) zum Aufspannen rund zu hobelnder Gegenstände bestimmt ist. Ihre Hauptlagerung befindet sich im Maschinenbett; auf einem zwischen zwei Aufspannwinkeln befestigten Querstück ist ferner eine Stützung des weit hervorragenden Endes vorgesehen. Die Schaltbewegung dieser Rundhobelvorrichtung findet nun auf folgende Weise statt. Von der Antriebswelle aus wird ein Rad *m* (Fig. 532, rechte Seite) gedreht, und zwar mit solchem Übersetzungsverhältnis, daß sich *m* gerade so rasch dreht wie die Kurbeln, also bei jedem Doppelhub der Kurbeln einmal. Dieses Rad *m* ist nun mit einer krummen Nut versehen und betätigt ein Schaltwerk, welches eine im Maschinenbett liegende Welle antreibt. Ein auf dieser Welle sitzender Wurm greift endlich in ein auf der Rundhobelspindel befestigtes Wurmrad.

Die wagerechte Verschiebung der Aufspannwinkel nebst Platten findet mittels der Hand statt, indem je ein durch Handhebel zu betätigendes kleines Stirnrad in die gemeinsame an der Vorderseite des Maschinenbettes befestigte Zahnstange greift. In lotrechter Richtung kann man die Aufspannwinkel durch Handkurbeln, aber auch von der Antriebswelle aus verstellen. Ersteres geschieht mittels auf die Wellen *n n* (Fig. 531) gesteckter Handkurbeln, indem diese durch Kegelräder die zu den Schrauben *o* (Fig. 532) gehörigen Muttern umdrehen, letzteres durch eine in der Vorderfläche des Maschinenbettes liegende langgenutete Welle, welche durch Wurm und Wurmrad je eine stehende Welle und ein Stirnräderpaar die Schrauben *o* dreht. Es wird die genannte langgenutete Welle unter Vermittlung eines Wendeherz (Fig. 406, S. 188) von der Stufenrolle aus angetrieben.

Die durch Fig. 534 bis 552, Tafel V und VI, abgebildete Feilmaschine

von Wilh. Scharmann[1]) ist befähigt, sowohl längs des Bettes als auch quer zu diesem zu hobeln, je nachdem das eine oder andere Arbeitsverfahren gegenüber dem Werkstück geeigneter erscheint; sie ist auch mit Rundhobelvorrichtung versehen.

Zu ersterem Zwecke muß man dem Stichelhaus zwei verschiedene Lagen geben.

Fig. 534, 535 und 536 zeigen das Stichelhaus in der für das Querhobeln geeigneten Lage. Es ist am Kopf des Stößels *F* eine Platte *a* befestigt, an welcher die drehbare Zwischenplatte *b* eingestellt werden kann. An dieser wird das gebräuchliche Stichelhaus mittels der hohlen Schraube *c* verschoben. *c* wird durch eine Handkurbel gedreht, oder selbsttätig, indem man die Handkurbel durch Sperrwerk mit der Welle *d* verbindet. Diese wird durch ein Winkelradpaar unter Vermittlung einer Klauenkupplung von der Welle *e* betätigt. Die betreffende Schaltung beträgt 0,25 bis 2 mm für jeden Hub.

Soll in der Richtung des Bettes gehobelt werden, so wird die Befestigungsschraube von *a* gelöst und *a* um seinen Gelenkbolzen in die Lage gebracht werden, welche Fig. 538 darstellt. Um nun *a* in dieser Lage die nötige Standhaftigkeit zu geben, wird der Winkel *E* eingelegt. In *E* ist eine kurze Welle gelagert, welche sich ohne weiteres mit der Welle *e* kuppelt. Ein Winkelradpaar überträgt die Drehungen auf einen zweiten Kuppelmuff, der die weitere Übertragung auf die Welle *d* (Fig. 534) vermittelt.

Fig. 537 ist die Vorderansicht des Stößelkopfes nach Abnahme der Platte *a*; Fig. 539 der Grundriß der Handkurbel nebst Sperrwerks.

Fig. 540 bis 544 sind Gesamtansichten mit einzelnen Schnitten der Maschine. Aus ihnen ist zunächst der Antrieb zu erkennen, welchem ein Paar größere und ein Paar kleinere Riemenrollen dienen. Die größeren Rollen drehen sich minutlich 200, die kleineren 500 mal, so daß die Geschwindigkeit des Rücklaufs $2^1/_2$ mal so groß ist als die Arbeitsgeschwindigkeit. Die Riemen werden nacheinander durch Gabeln verschoben, die mit Zapfen in krumme Nuten eines Steuerkörpers (Fig. 542 und 543) greifen und dieser wird von der Steuerwelle *g* (Fig. 543 und 544) betätigt.

Die Drehungen der Riemenrollen werden durch drei 31er Stirnräder auf die lang genutete Welle *h* oder die Schraube *i* übertragen, je nach Stellung der rechts in Fig. 542 und in Fig. 544 dargestellten Kupplungen.

Die lang genutete Welle *h* betätigt durch zwei Winkelradpaare die in der Bettplatte *g* gelagerte Mutter *k* (Fig. 545 und 546), deren Schraube *l* in dem Stößel festgelegt ist, so daß durch Drehen von *k* der Stößel in seiner Längenrichtung — quer zum Bett — verschoben wird. Es ruht während dieser Zeit die Schraube *i*.

Am Stößel *H* sind Frösche *o* einzustellen, welche den Stiefelknecht *p* (Fig. 547 und 548) betätigen; durch diesen wird zunächst der Hebel *q* bewegt, welcher durch eine Stange mit dem Schalthebel *r* (Fig. 546) verbunden ist, und unter Vermittlung einiger Räder die am Bettschlitten *G* gelagerte Mutter *n* dreht, so die Schaltbewegung hervorbringend. Um letztere regeln zu können, liegt neben dem Schaltrade eine einstellbare Scheibe *s*, welche die Klinke früher oder später einfallen läßt (vergl. S. 220, Fig. 471), so daß das 50 Zähne enthaltende Schaltrad bei jedem Stößelhub

[1]) Z. 1902, S. 1622 mit Schaubildern.

um 1 bis 8 Zähne weitergerückt wird. Die Zuschiebung beträgt demnach 0,27 bis 2,2 mm, in 8 Stufen.

Auch der Stichelhausschlitten wird von dem Sperrad aus verschoben, indem das neben letzterem sitzende 39er Stirnrad in ein 20er Rad greift (Fig. 543), welches durch Winkelräder die langgenutete, am Stößel *H* gelagerte Welle *t* dreht, die endlich auf die im Stößel belegenen Welle *e* einwirkt, wie Fig. 550 erkennen läßt.

Soll in der Längenrichtung der Maschine gehobelt werden, so wird zunächst der Betrieb von *h* ausgelöst und auch das linksseitige Ende von *h* (Fig. 542) eine Kappe mit vierkantigem Loch gesteckt, um jede zufällige Drehung dieser Welle zu verhüten. Der Antrieb der Schraube *i* ist eingerückt, so daß die Bettplatte *G* auf dem Bett verschoben wird. An der Bettplatte *G* (Fig. 548) sitzt der Zapfen der Rolle *u* fest; letzterer stößt gegen auf der Steuerwelle *g* einstellbare Daumen, dreht die Steuerwelle und steuert damit den Betrieb um. Es wird aber gleichzeitig das Rad *v* (Fig. 548 und 547) gedreht und dadurch der Stiefelknecht *p* betätigt. Dieser bewegt in schon beschriebener Weise die Welle *t* und weiter durch eine schrägliegende Welle die Schraube *l* des Stößels (Fig. 549, 550 und 551), welche bei ruhender Mutter *k* die Schaltbewegung hervorbringt. Es beträgt die Schaltung 0,275 bis 2,2 mm. Die Ausrückvorrichtung für diesen Betrieb erkennt man aus den Fig. 549, 551 und 552 sowie aus den Gesamtansichten.

Die Schaltung der Rundhobelvorrichtung wird von der Schraube *i* (Fig. 542) abgeleitet. Man kuppelt die Mutter *n* (Fig. 546) mit *i*, so daß letztere durch den Stiefelknecht ruckweise gedreht wird, und klemmt auf *i* (Fig. 542) einen Wurm, der in ein 20er Wurmrad der Rundhobelvorrichtung (Fig. 541) greift. Durch ein Rädervorgelege wird von hier aus der Dorn *w* der Rundhobelvorrichtung betätigt.

Zum Befestigen der Werkstücke dienen im übrigen Aufspannuten der Vorderseite des Maschinengestelles. Längs dieser ist die Platte *x* mittels Zahnrädchen und Zahnstange zu verschieben, während an *x* durch eine hängende Schraube und von Hand angetriebene Mutter der Aufspannwinkel verschoben werden kann.

Andere Feilmaschinen sind in den Quellen[1]) beschrieben.

3. Seitenhobelmaschinen. Zu den Hobelmaschinen, bei denen das Werkstück ruht, höchstens die Schaltbewegung ausführt, gehört eine Reihe, welche sich von den Stoß- und Feilmaschinen dadurch unterscheidet, daß der Stichel seitlich von der Schlittenführung arbeitet, weshalb ich sie unter obigem Namen zusammenfasse. Man nennt sie sonst noch: Senkrecht- und Wagerecht-Hobelmaschinen, Langhobelmaschinen mit freier Arbeitsseite, Blechkantenhobelmaschinen usw. Die liegende Stoßmaschine von Ernst Schieß (S. 250) sowie die Feilmaschine von Wilh. Scharmann (S. 259) sind bei gewisser Benutzungsweise zu den Seitenhobelmaschinen zu rechnen.

Am allgemeinsten ist die Eigenart dieser Maschinen ausgeprägt in

---

[1]) Kurbelantrieb: Dingl. polyt. Journ. 1877, Bd. 226, S. 38, mit Abb. The Engineer, Mai 1885, S. 333, mit Schaubild. Z. 1892, S. 1073; 1893, S. 1607, mit Abb. Zahnstangenantrieb: Z. 1888, S. 1013, mit Abb. The Iron Age, Febr. 1889, S. 309, mit Abb. Z. 1890, S. 127, 128, mit Abb.; 1892, S. 1073, mit Abb.; 1893, S. 1607, mit Abb.

einer von **Buckton & Co.** in Leeds gebauten Maschine.[1]) Sie besteht in folgendem: Neben einer 15,5 m langen, 3,6 m breiten, liegenden Aufspannplatte sind fünf Ständer errichtet, an welchen in einigem Abstande übereinander zwei starke Führungsbalken befestigt sind. An diesen Führungsbalken ist ein mit geeignetem Schlitten behafteter lotrechter, starker Stab in wagerechter Richtung 15,25 m lang verschiebbar. Ein an diesem Stabe verschiebbarer Schlitten trägt den Stichel. Es sind nun die Einrichtungen, welche zur Verschiebung dienen, so getroffen, daß die Arbeitsbewegung in wagerechter, die Schaltbewegung in lotrechter Richtung stattfindet, oder die Verschiebung am lotrechten Stabe die raschere ist, die wagerechte Verschiebung aber in der ruckweisen Schaltbewegung besteht. Hierdurch wird es möglich, senkrechte Flächen schwerer auf der Aufspannplatte ruhender Maschinengestelle je nach ihrer Art durch wagerechte oder lotrechte Schnitte zu bearbeiten.

Verwandte Maschinen, je in etwas anderer Durchbildung und anderer Größe, sind gebaut von **Oswald & Co.**,[2]) **Hülse & Co.**,[3]) **Berry & Söhne**,[4]) **Wagner & Co.**,[5]) **Th. Shanks & Co.**[6])

Ihre Einrichtung dürfte genügend zum Verständnis gebracht werden an Hand der Fig. 553,[7]) welche eine Giebelansicht der Maschine ist. Es bezeichnet *E* die Aufspannplatte, *A* die Ständer, *B* die beiden wagerechten Führungsbalken, *C* den lotrechten Führungsstab und *D* den Stichelhausschlitten. Der Antrieb der beiden in den Balken *B* liegenden Schrauben, welche *C* hin- und herzuschieben haben, bedarf keiner Erläuterung; die Schraube in *C* wird durch Kegelräder und eine im unteren Ende von *C* verschiebbare, langgenutete Welle bewirkt. Das Gewicht des Schlittens *D* gleicht eine Kette oder ein

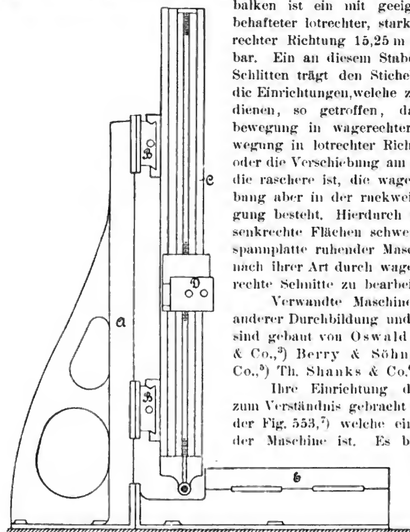


Fig. 553.

[1]) Engineering, 1879, S. 150, mit Schaubild. The Engineer, Okt. 1881, S. 287, mit Schaubild.
[2]) Engineering, Nov. 1881, S. 505, mit Schaubild. The Engineer, Okt. 1881, S. 289, mit Schaubild.
[3]) Industries, 18. Juli 1890, mit Schaubild.
[4]) Engineering, Jan. 1891, S. 83; März 1891, S. 380, mit Schaubild.
[5]) Z. 1894, S. 1078, mit Schaubild.
[6]) Engineering, Juni 1895, S. 13, mit Schaubild. Engineering, Sept. 1896, S. 336, mit Schaubild.
[7]) Z. 1891, S. 1243, mit Abb.

Seil und Gegengewicht (welches man wohl in dem hohlen Stabe *C* sich führen läßt) möglichst aus. Wenn man, wie in der Figur angenommen, beide auf *B* gleitende Schlitten die Führungsflächen an *B* eng umschließen läßt, so muß der eine dieser Schlitten an *C* ein wenig verschiebbar sein, um der verschiedenen Längenänderung von *C* gegenüber *A* Rechnung zu tragen. Man erreicht dasselbe, wenn man an einem der Balken Führungen rechteckigen Querschnitts anwendet und die Schmalseiten — obere und untere Flächen — nicht zum Anliegen bringt.

Hülse & Co.[1]) haben eine derartige Maschine gebaut, bei welcher der lotrechte hohle Führungsstab mit breitem Fuß auf einem liegenden Bett hin- und hergleitet. Die betreffende Maschine hobelt 2200 mm in der Länge und 1900 mm in der Höhe.

Genügt eine der beiden Arbeitsrichtungen den Aufgaben, welche der Maschine gestellt sind, so wird man die andere weglassen, teils um die Maschine zu vereinfachen, teils um sie in anderer Richtung zu vervollkommnen, oder handlicher zu machen.

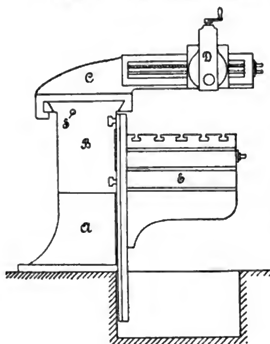


Fig. 554.

Es entstehen daraus Hobelmaschinen der vorliegenden Art, welche entweder nur in lotrechter oder nur in wagerechter Richtung arbeiten.[2])

Viel Beifall hat die Hobelmaschine gefunden, welche Fig. 554 in Giebelansicht darstellt.[3]) Auf Böcken *A* ruht ein Bett *B*, welches zur Führung des Schlittens *C* dient. An *C* ist ein wagerechter, quer gegen die Bettlänge gerichteter Führungsarm ausgebildet, an welchem der Stichelhausschlitten *D* zu verschieben ist. Der Schlitten *C* hat ausschließlich die Arbeitsbewegung; er wird durch die Schraube *S* betätigt. Die Schaltbewegungen verrichtet der Stichel, indem er quer gegen das Bett *B*, wagerecht, lotrecht oder auch geneigt gegen die Lotrechte verschoben wird. Die Werkstücke werden so befestigt, wie bei Feilmaschinen gebräuchlich, zu welchem Zwecke in der lotrechten Vorderfläche des Bettes Aufspannuten angebracht sind, denen sich eine Aufspannplatte und nach Umständen Aufspannwinkel *E* anschließen. Hieraus folgt schon, daß die vorliegende Maschine nicht für schwere Werkstücke bestimmt ist, sie eignet sich aber besonders für flache, sperrige Gegenstände.

Man hat[4]) zwei solcher Maschinen einander gegenübergestellt und die

---

[1]) The Engineer, Aug. 1856, S. 212, mit Abb.
[2]) Vgl. u. a. D.R.P. No. 31511.
[3]) Dingl. polyt. Journ. 1886, Bd. 262, S. 300, mit Abb. Engineering, März 1891, S. 289, mit Schaubild. Z. 1891, S. 1243, mit Abb.; 1893, S. 1604, mit Abb.
[4]) American Machinist, 27. Aug. 1891, mit Schaubild.

einander gegenüber befindlichen Aufspannwinkel in Balken übergehen lassen, welche einerseits zur Stützung der Werkstücke, anderseits zur gegenseitigen Absteifung der beiden, sonst voneinander unabhängigen Maschinen dienen, wie Fig. 555 angibt. So zugerichtet, sollen sie sich gut für das Behobeln der Ränder von Schiffsplatten eignen. Die in der Quelle beschriebene Maschine ist für Bleche bestimmt, welche bis zu 6600 mm lang und 1600 mm breit sind.

Vereinigt man nun die beiden wagerechten Arme dieser Maschinen zu einem Balken und treibt die zum Verschieben desselben dienenden Schrauben so an, daß sie sich genau gleichförmig drehen, so entsteht aus dem Maschinenpaar die alte Grubenhobelmaschine. Diese besteht im wesentlichen aus zwei langen Führungsbetten, auf denen ein mit Stichelhausschlitten behafteter Führungsbalken durch Schrauben hin- und herbewegt wird, während die unter der Bahn dieses Balkens, meistens in einer Grube befindlichen Werkstücke festliegen.

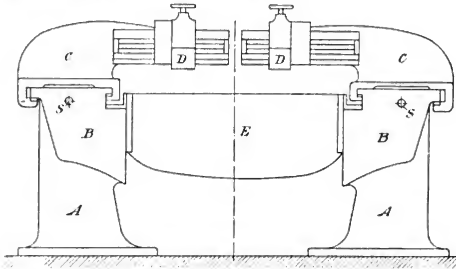


Fig. 555.

Fig. 556 und 557, Tafel VII, stellen eine große, von Ernst Schieß gebaute derartige Grubenhobelmaschine dar. Sie vermag 10 m lang und 4 m breit zu hobeln, und zwar mittels vier Werkzeuge, von denen zwei in der einen, zwei in der anderen Bewegungsrichtung arbeiten können. Die beiden durch kräftige Querstücke verbundenen Führungsbetten sind 15,7 m, die auf ihnen gleitenden Füße des Querstücks bildenden Schlitten 2,4 m lang.

Behufs Verschiebung des Querstücks sind neben die Betten Schraubenspindeln mit doppeltgängigem Gewinde gelagert, und zwar an je einem Ende in einem 365 mm langen Kammlager. Es sind die Kammzapfen nicht an den Schraubenspindeln ausgebildet, sondern besonders hergestellt und auf den Spindeln befestigt. In 1300 mm Entfernungen voneinander sind Stützlager für die Spindeln angebracht; sie umgreifen letztere nur auf halbem Umfange, während die andere Hälfte jeder Spindel für eine halbe Mutter frei bleibt. Die beiden halben Muttern sind an den Bettschlitten befestigt. Der Kerndurchmesser der Schrauben beträgt 116 mm, der äußere Durchmesser 154 mm und die Ganghöhe 76 mm. Die beiden Schrauben-

spindeln werden am Kopfende der Maschine durch zwei unter sich gleiche Kegelradpaare und eine gemeinsame Querwelle, diese Querwelle durch ein Kegelradpaar von der Riemenrolle *a* (Fig. 556) aus angetrieben, wobei bemerkt werden mag, daß die links und rechts neben *a* gezeichneten Rollen sogenannte lose Rollen sind und in bekannter Weise durch Verschieben eines offenen und eines gekreuzten Riemens Rechts- oder Linksdrehung oder Ruhe herbeigeführt werden kann. Durch diesen Antrieb erhält das Querstück in beiden Arbeitsrichtungen 67 mm sekundliche Geschwindigkeit. Es kann jedoch für den Fall, daß nur in einer Richtung gearbeitet werden soll, eine doppelt so große Rücklaufgeschwindigkeit erzielt werden, und zwar mittels einer Hilfsvorrichtung, welche in den Figuren nicht angegeben ist und deshalb übergangen werden soll.

Die Umsteuerung und die Schaltungen gehen von einer 130 mm hohen und 24 mm dicken Flachschiene *b* aus, welche von Pendeln gestützt wird. Das in Fig. 556 am meisten rechts belegene Pendel ist durch ein Gewicht zum „Umfaller" (S. 212) gemacht; es betätigt durch zwei Radausschnitte die Querwelle *c* und diese durch fernere Radausschnitte sowie Zahnstangen den Riemenführer *d*. An den oberen Rand der Schiene *b* sind zwei Frösche geklemmt, welche einerseits die Schaltbewegung, anderseits die Umsteuerung vermitteln sollen. Letzteres findet, wie soeben angegeben, durch Verschieben der Schiene *b* statt; die Schaltbewegungen sollen hervorgebracht werden, indem die Frösche gegen das untere Ende des Hebels *e* (Fig. 556) stoßen. Da nun die Schaltungen ziemlich viel Kraft beanspruchen, so würde der vom Hebel *e* getroffene Frosch und die Schiene *b* zurückweichen, statt den Hebel umzulegen; ersteres würde umsteuern, ohne zu schalten, wenn nicht eine besondere Vorrichtung dafür sorgte, daß zunächst das Schalten und dann erst das Umsteuern stattfinden kann. Diese Vorrichtung besteht in folgendem: Den Zapfen, um welchen der Hebel *e* schwingt, umgibt ein viereckiger, an dem Bettschlitten lotrecht geführter Rahmen, in dessen unterer Seite ein stählernes Bogenstück sitzt. Hinter dem unteren Ende von *e* trägt dieser Hebel eine stählerne Nase, welche beim Schwingen von *e* über dem genannten Bogenstück spielt und das Heben des Rahmens unmöglich macht. Die Länge des Bogenstücks ist aber so bemessen, daß in den Endlagen des Hebels *e* die Nase sich nicht mehr über dem stählernen Bogen befindet; es läßt sich dann der Rahmen heben. An dem Rahmen ist ein Winkelhebel *i* frei drehbar gelagert. Er trägt zwei Rollen, welche über die Schiene *b* hinwegragen. Wenn nun der Bettschlitten in bezug auf Fig. 556 sich nach rechts bewegt, so bringt der Frosch zunächst den Winkelhebel *i* in die gezeichnete Lage, die rechts belegene Rolle von *i* kommt über den Frosch, und es stößt das untere Ende von *e* gegen letzteren. Eine sehr kleine Bewegung des Hebels *e* bringt seine weiter oben genannte Nase über den Bogen des Rahmens, und gestattet nunmehr das Heben des Rahmens erst, nachdem das Schalten vollzogen ist. Die Schiene *b* muß sich für die Umsteuerung um die Pfeilhöhe des Bogens der sie tragenden Pendel heben; sie liegt unmittelbar unter der einen an *i* sitzenden Rolle, und wegen des Frosches mittelbar unter der andern. Es kann daher *b* sich nicht heben, solange der Rahmen, an welchem *i* gelagert ist, in seiner unteren Lage festgehalten wird. Sobald jedoch *e* in eine seiner Endlagen kommt, wird der Schiene *b* die erforderliche Hebung gestattet, und es erfolgt das Umsteuern.

Das obere Ende des Hebels *e* ist zum Zahnbogen ausgebildet und dreht vermöge dessen bei seinen Schwingungen die Kurbelscheiben *ff* hin und her. Diese betätigen mit Hilfe von Lenkstangen, Zahnstangen und Schaltdosen an jeder Seite des Querstückes zwei Schrauben und eine langgenutete Welle; letztere überträgt ihre ruckweisen Drehungen durch zwei Kegelradpaare und eine kurze liegende und eine lotrechte Welle, sowie ein Stirnradpaar auf die zur lotrechten Verschiebung des Stichels dienende Schraube, während die beiden liegenden Schrauben je einen der Stichelhausschlitten an dem Querbalken verschieben.

Die Stichelhäuser haben eine lichte Weite von 120 mm bei 100 mm, so daß sehr kräftige Stahlhalter eingespannt werden können. Das ist nötig, da die Stahlhalter oft recht lang sein müssen, um tief liegende zu bearbeitende Flächen erreichen zu können.

Der Befestigung der Werkstücke dienen Balken, welche auf schweren, an den Wänden der gemauerten Grube verankerten und mit den Führungsbetten verschraubten Treppen ruhen.

Es sei noch bemerkt, daß für den Bau der Maschine in ausgedehntem Maße geschmiedeter Stahl und Stahlguß verwendet ist.

Es werden derartige Maschinen auch ohne Grube hergestellt und zum Aufspannen der Werkstücke eine große, feste Aufspannplatte angebracht.[1])

Man hat eine solche Maschine für das An- oder Abschärfen der Blechecken gebaut.[2])

Eine der am häufigsten vorkommenden Seitenhobelmaschinen ist die Blechkantenhobelmaschine oder Blechbesäummaschine. Ihre Aufgabe besteht lediglich in dem Behobeln der geraden Schmalseiten der Bleche, weshalb die für ihren Entwurf bestimmenden Gesichtspunkte fast immer dieselben sind. Es liegt nahe, die sehr sperrigen Werkstücke während der Bearbeitung ruhen zu lassen — was bei fast allen Blechkantenhobelmaschinen geschieht. Man befestigt die Bleche, um sie bequem vorlegen, abnehmen, sowie den arbeitenden Stichel gut beobachten zu können, in wagrechter Lage und bringt das Führungsbett für den Stichelschlitten möglichst nahe an die zu bearbeitenden Flächen. Und da die Randflächen einfach eben sind, so legt man mehrere Bleche aufeinander und bearbeitet die übereinander liegenden Randflächen gemeinsam.

Die Fig. 558 und 559, Tafel VIII, stellen eine solche von Breuer, Schumacher & Co. gebaute Maschine in Giebel-, bzw. Längenansicht dar.

Die Bleche werden auf die obere Fläche des Balkens *a*, Fig. 558, und der sich links anschließenden Böcke so gelegt, daß die zu bearbeitenden Flächen nach rechts gekehrt sind. Mittels zweier bockartiger Gebilde *c* ist der starke Balken *b* mit *a* fest verbunden, und in *b* stecken Schrauben *d*, die, gehörig angezogen, das Blech gegen *a* drücken und dadurch festhalten. Gleichlaufend zu *a* und *b* und mit diesen fest verbunden ist das Führungsbett *g*, auf welchem der Schlitten *f* (Fig. 559) gleitet. Auf *f* werden zwei Querschlitten *h* wagerecht geführt und an diesen in lotrechter Richtung die beiden Stichelhausschlitten, wobei bemerkt werden mag, daß der eine Stichel in der einen, der andere in der entgegengesetzten Rich-

[1]) Vgl. Engineering, Januar 1886, S. 49, mit Schaubild. Z. 1901, S. 1636, mit Abb.
[2]) Z. f. W., Jan. 1904, S. 137, mit Abb.

tung arbeitet. Eine im Führungsbett gelagerte Schraube *s* (Fig. 558) verschiebt die Bettplatte.

Die mittlere der drei Riemenrollen *r* (Fig. 559 links) dreht sich lose auf einem festen Bolzen, die rechtsseitige ebenfalls, ist aber mit einem Stirnrade behaftet, welches ihre Drehungen auf das Stirnrad *k* überträgt. Die links belegene Rolle *r* ist auch mit einem Zahnrade verbunden, welches durch ein hinter den Rollen *r* befindliches Rädervorgelege das Rad *k* in umgekehrter Richtung, aber mit gleicher Geschwindigkeit dreht wie die rechts belegene Rolle. Es ist also behufs Umsteuerns nur das Verschieben des einen Treibriemens nötig. Das bewirkt die Stange *l*, welche mit Stellringen und Federn (Fig. 463, S. 213) versehen und von einem am Schlitten *f* festen Auge umschlossen ist. Um die Maschine in jedem Augenblick außer Betrieb setzen zu können, ist dieses Auge mit einer leicht zu handhabenden Klemme versehen. Ein Kipplager *m* stützt die Stange *l* in der Mitte ihrer Länge, ein Umfaller (Fig. 458, S. 212) am rechtsseitigen Ende der Fig. 559 sichert die volle Umsteuerung.

Die Verschiebbarkeit der Querschlitten *h* dient nur dem Einstellen des Stichels und wird deshalb nur mittels der Hand bewirkt. Die lotrechte Verschiebung der Stichelhausschlitten, d. h. die Schaltung, kann auch selbsttätig hervorgebracht werden. Zu diesem Zweck sind, unter Benutzung einer langen Aufspannut, zwei weit nach vorn hervorragende Frösche *i* (Fig. 559) angebracht, gegen welche Hebel der an den lotrechten Schrauben der Stichelschlitten angebrachten Schaltwerke stoßen.

Aus Fig. 558 geht hervor, daß sowohl der Balken *b*, als auch der unten liegende *a* nach links über die Böcke *c* hervorragen. Man ist sonach mit der Länge der zu bearbeitenden Bleche nicht an die Länge der Maschine gebunden, kann vielmehr zunächst einen Teil der Blechrandlänge und dann, nach erfolgtem Umspannen, den folgenden Teil bearbeiten. Die Schnittlänge der vorliegenden Maschine beträgt 4 m.

Ähnliche Maschinen sind in den unten verzeichneten Quellen[1]) beschrieben.

Eine größere, von Breuer, Schumacher & Co. gebaute Maschine zeigen die Fig. 560 und 561, Tafel IX, in Seitenansicht und Grundriß. Sie unterscheidet sich von den bisher beschriebenen Maschinen insbesondere dadurch, daß sie gestattet, gleichzeitig zwei unter rechtem Winkel zueinander liegende Schmalseiten der Bleche zu behobeln. Es sind, wie aus Fig. 561 ersichtlich, zwei Blechkantenhobelmaschinen unter rechtem Winkel aneinander gefügt und für dieselben zwei Antriebe vorhanden. Eine fernere Verschiedenheit besteht darin, daß ein und derselbe Stichel in beiden Bewegungsrichtungen arbeitet. Er ist zu diesem Zweck in einem außen walzenförmigen Gehäuse befestigt, welches nach jedem Schnitt sich um 180° dreht.[2]) Die Fig. 562 und 563 stellen die Einrichtung, welche diese Drehungen vermittelt, in größerem Maßstabe dar, und zwar Fig. 562 im Aufriß, Fig. 563 in wagerechtem Schnitt. Der Werkzeughalter *a* ist in dem Schlitten *c* drehbar gelagert. Mit ihm ist eine Kettenrolle fest verbunden und eine um diese gelegte Kette *f* ist dem unteren Ende des am Schlitten

[1]) Dingl. polyt. Journ., 1878, Bd. 229, S. 30, mit Abb.; 1880, Bd. 238, S. 24, mit Schaubild. D.R.P. No. 73882.

[2]) Vgl. Hart, Werkzeugmaschinen der Maschinenfabriken, Heidelberg 1868, S. 158, mit Abb.

drehbar gelagerten doppeltarmigen Hebels *l* angeschlossen. Wenn der Schlitten sich in bezug auf Fig. 562 nach rechts bewegt, so stößt das obere Ende von *l* gegen den Knaggen *d* und bewegt diesen Hebel so, daß der Stichelhalter *a* eine Linksdrehung um wenigstens 180° erfährt. Damit der Stichelhalter sich nicht eigenmächtig rückwärts zu drehen vermag, ist an ihm ein Sperrad *h* befestigt, in dessen eine Zahnlücke die Klinke *g* greift. Eine Feder (Fig. 563) sucht den Stichelhalter stets rechts herumzudrehen; sie bewirkt augenblicklich, daß sich die Lückenwand des Sperrades fest gegen die Klinke *g* legt, also die Lage des Stichelhalters zweifellos ist. Hat der Stichel in der Richtung nach links einen Schnitt vollendet, so stößt der nach oben gerichtete Hebel *k* gegen den Knaggen oder Frosch *i*, wodurch die Klinke *g* ausgelöst wird und der frei werdende Stichelhalter durch die Feder rechts herum gedreht, also der Stichel befähigt wird, in der Richtung nach rechts zu arbeiten, und der Hebel *l* die in Fig. 563 angegebene Lage wiedergewinnt. Die lotrechte Schaltbewegung des Stichels wird ebenfalls von den Knaggen *d* und *i* (Fig. 560 und 561) abgeleitet. Die Umsteuerung bewirkt ein unter der Bettplatte *k* (Fig. 560) befestigtes Auge, welches gegen an der Steuerstange *m* einstellbare Federn stößt und hierdurch (vgl. S. 213) den Treibriemen verschiebt; ein Umfaller (S. 212) sichert die volle Umsteuerung. Jenes unter *k* befestigte Auge läßt sich durch einen kleinen, in Fig. 560 erkennbaren Hebel an der Steuerstange jederzeit festklemmen, so daß in jeder Lage des Schlittens der Betrieb ausgerückt werden kann. Der Antrieb des zweiten Schlittens, sowie der Schaltantrieb an demselben unterscheidet sich von dem vorigen nur durch unwesentliche Einzelheiten.

Fig. 562.

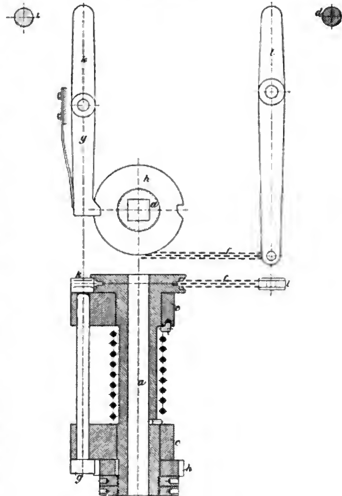


Fig. 563.

Bemerkenswert ist noch eine Vorrichtung, welche ein Zusammentreffen der Schlitten an der Ecke, woselbst die Befestigungsvorrichtungen der Bleche zusammenstoßen, mit Sicherheit verhindert.

Diese Vorrichtung erläutert die in größerem Maßstabe gezeichnete Grundrißfigur 564. In der Nähe der fraglichen Ecke ist eine Welle *o* gelagert, auf welcher das Zahnrad *p* festsitzt und ein weiter rechts belegenes Zahnrad lose drehbar steckt, aber durch ein Kuppelstück mit der Welle *o* fest verbunden werden kann. Die Kupplung wird durch den Winkelhebel *q* betätigt und dieser durch zwei Schienen, welche am Längsschlitten *k* festsitzen. Nähert sich dieser dem Winkelhebel *q*, so wird das lose auf *o* steckende Rad mit *o* gekuppelt und, da das Rad in die Zahnstange *r* greift, mit dieser verbunden. Trifft nun der Querschlitten an der Ecke der Maschine ein, während der Längsschlitten mit Hilfe des Winkelhebels *q* die Kupplung geschlossen hält, so verschiebt ersterer die Zahnstange *r*, dreht die Welle *o* und verschiebt mittels des Rades *p*,

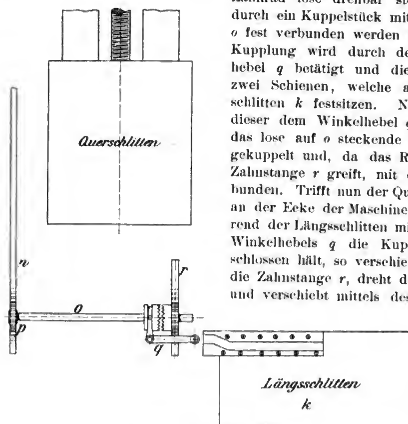


Fig. 564.

welches in eine Verzahnung der Steuerstange *n* greift, diese und damit den Treibriemen des Querschlittens. Dieser wird hierdurch so lange außer Betrieb gesetzt, bis der Längsschlitten den Winkelhebel *q* losgelassen hat.

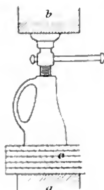


Fig. 565.

Es beträgt die Schnittlänge vorliegender Maschine in der Längsrichtung 8 m, in der Querrichtung 3,2 m.

Andere Blechkantenhobelmaschinen, welche wie die beschriebene gleichzeitig zwei Kanten der Bleche bearbeiten, findet man in den unten verzeichneten Quellen angegeben.[1])

Die Befestigung der Bleche mittels in dem oberen Balken steckender Schrauben hat manches Lästige an sich; insbesondere erschwert sie die Ausbildung des oberen Balkens. Man findet deshalb häufig kleine Schraubenwinden (Fig. 565) angewendet, welche zwischen den oberen Balken *b* und das Blech *o* gespannt werden, so daß *b* nur eine untere ebene Fläche zu haben braucht. Dieses Verfahren erlaubt auch das Befestigen je in den Punkten vorzunehmen, in denen es in dem einzelnen Fall am zweckmäßigsten ist.

[1]) Z. 1888, Tafel 38, Fig. 5, 6 u. 7; 1892, S. 1075, mit Schaubild.

Der obere Balken erfährt bei dem Anziehen der Schrauben eine gewisse Durchbiegung. So kommt es denn, daß die zuerst angezogenen Schrauben durch das Anziehen der folgenden wieder locker werden. Es ist auch daran zu denken, daß ein zu starkes Anziehen sämtlicher Schrauben, oder einer größeren Zahl von Schraubenwinden einen Bruch der Balken oder der beiden Verbindungsglieder herbeiführen kann. Das kommt außer Frage bei Anwendung einer Anzahl von Wasserdruckpressen, welche an dem oberen Balken hängen.[2]) Dieses Verfahren läßt außerdem an Zeit für das Befestigen und Lösen der Bleche beträchtlich sparen. Die kleinen Wasserdruckpressen erhalten Kolben mit verhältnismäßig sehr dicken Kolbenstangen, so daß die untere Kolbenfläche nur klein bleibt. Hier wirkt das Druckwasser stets, wird aber, sobald über dem Kolben Druckwasser eintritt, verdrängt. Sonach genügt für die Bedienung dieser Pressen ein Hahn oder Kolbenschieber, welcher Druckwasser über den Kolben treten, oder das über dem Kolben befindliche Wasser abfließen läßt.

Für bestimmte Fälle ist erwünscht, die Werkstücke mit Hilfe von Spanneisen zu befestigen (vgl. S. 120 u. f.); zu diesem Zweck versieht

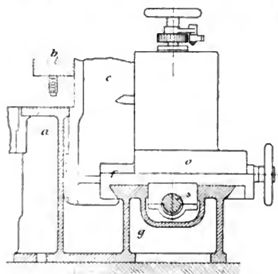


Fig. 566.

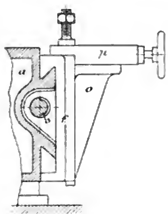


Fig. 567.

man oft die obere ebene Fläche des unteren Balkens, häufiger noch die an diesen sich schließenden sonstigen Stützflächen der Werkstücke mit Aufspannlöchern oder Aufspannuten.

In der Regel legt man, wie in den gegebenen beiden Beispielen, das Führungsbett *g* (Fig. 566) vor den unteren Balken *a*, so daß seine Hauptfläche wagerecht liegt. Die Verschiebbarkeit des Schlittens *o* auf dem Bettschlitten *f* hat dann nur den Zweck des Einstellens, während das Schalten längs der ziemlich hohen lotrechten, an *o* ausgebildeten Führung stattfindet. Statt dessen vereinigt man zuweilen nach (Fig. 567) das Führungsbett mit dem unteren Balken *a* und macht dadurch die Hauptführungsfläche des Schlittens *f* lotrecht. Es dient alsdann die Verschiebbarkeit des Stichelhausschlittens *p* lediglich dem Einstellen, während der Schlitten *o* die Schaltbewegung auszuführen hat. Eine dritte Ausführungsform besteht darin, daß man die Führung für den Hauptschlitten am oberen Balken

[2]) Engineering, Dec. 1888, S. 582, mit Abb.; Nov. 1890, S. 627, mit Schaubild.

ausbildet.[1]) Ein Beispiel für diese Anordnung bietet die weiter unten beschriebene und durch Fig. 568 und 569, Tafel VIII, abgebildete Maschine.

In vielen Fällen sollen die Randflächen schräg gegen die Hauptflächen der Bleche liegen. Zu diesem Zweck wird die Führung, längs welcher die Schaltbewegung stattfindet, entsprechend schräg, statt lotrecht gelegt. Manche begnügen sich mit einem unveränderlichen Winkel dieser Schräge, manche machen die Schräge einstellbar. Fig. 568 und 569, Tafel VIII, stellen eine von Ernst Schieß gebaute derartige Maschine dar. Sie ist in erster Linie zum Bearbeiten der Fugenflächen von Panzerplatten (bis 4,5 m Länge, 3,5 m Breite und 400 mm Dicke) bestimmt, läßt aber auch erkennen, wie man die Verstellbarkeit des Schaltwegs und die Hauptschlittenführung am oberen Balken für solche Maschinen einrichten kann, die dünnere Platten zu bearbeiten haben. Die Grundplatte *a* dieser Maschine ist 9,48 m lang, 1,92 m breit und 500 mm dick. Auf sie sind zwei kräftige Ständer *b* geschraubt, welche den oberen Balken *c* tragen. Dieser Balken hat 10,49 m Gesamtlänge, in der Mitte 1,3 m Höhe, die Auflagefläche seines 3,0 m langen Schlittens ist 900 mm breit und seine Dicke beträgt 650 mm. Die Maschine ist also zu den sehr schweren zu rechnen; ihr Betrieb erfordert etwa 20 Pferdekräfte.

Mittels Riemen werden die Rollen *d* (Fig. 568) angetrieben, und zwar so, daß die zugehörige Welle sich rechts oder links dreht und dadurch der große Schlitten nach der einen oder andern Richtung verschoben wird. Durch Räderübersetzung wird die Drehbewegung auf die 140 mm dicke, aus geschmiedetem Stahl hergestellte Schraube *s* übertragen. Der in die Achsenrichtung dieser Schraube fallende Druck wird durch Ballager aufgenommen. Die zugehörige Mutter ist 450 mm lang und mit Weißmetall ausgegossen. An dem Hauptschlitten sitzen zwei Lappen *e*, auf welchen die Platten *f* drehbar sind. *e* und *f* sind zu diesem Zweck mittels eines Zapfens und in ihm steckender Schraube, sowie weiteren Schrauben, welche durch bogenförmige Schlitze der Lappen *e* reichen, miteinander verbunden. Man kann, wie Fig. 568 zeigt, *f* und *g* um 45° verstellen. Es geschieht das durch Drehen von Schrauben, deren Köpfe mit *o* bezeichnet sind und deren Gewinde in Wurmradbögen greifen, die auf den Zapfen der Platten *f* festsitzen.

Die Verschiebung der Schlitten *g* an *f* findet nur durch die Hand statt, *h* kann aber durch ein Schaltwerk an *g* selbsttätig verschoben werden. Zu dem Ende sind an den Lappen *e* Winkelhebel gelagert, welche durch Stangen von dem Hebel *n* aus betätigt werden und ihre Schwingungen durch eigenartige Gestänge auf die Schaltwerke übertragen, wie namentlich aus Fig. 568 erkannt werden kann. Der Hebel *n* erfährt seine Bewegung durch an der Stange *k* einstellbare Frösche. Ist die Schaltung vollzogen, so verschiebt *n* die Schiene *k*, den Umfaller *l* in seine höchste Stellung hebend, und nunmehr verschiebt dieser die Riemenführerstange *m* bis zur vollendeten Umsteuerung.

Es sind hier nur solche Blechkantenhobelmaschinen beschrieben, welche in beiden Richtungen arbeiten. Deshalb muß besonders ausgesprochen werden, daß man auch derartige Maschinen baut, die nur in einer Richtung arbeiten. Dann richtet man das Kehrgetriebe so ein, daß der Rücklauf

[1]) Le Génie civil, 1890, S. 404, mit Abb.

mit größerer Geschwindigkeit — bis zum Vierfachen des Arbeitsganges — stattfindet.

Auch Maschinen zum Behobeln der Schmalseiten bereits gekrümmter Bleche sind gebaut.[1])

4. Tischhobelmaschinen. Sie unterscheiden sich dadurch von den bisher erörterten Hobelmaschinen, daß dem Werkstück die Arbeitsbewegung zufällt, während der Stichel nur die Schaltbewegung auszuführen hat. Zu diesem Zweck wird das Werkstück auf einer Aufspannplatte, dem Tisch, befestigt, welche auf Bahnen gleitet. Wegen des Gewichts von Tisch und Werkstück, welches die aneinander gleitenden Flächen gegeneinander drückt, werden fast immer offene Führungen (S. 70) verwendet. Dieses Gegeneinanderdrücken findet stets in derselben Richtung statt, so daß die Führung der Arbeitsbewegung eine sicherere ist als bei den bisher beschriebenen Maschinen, deren Führungen wechselnd in der einen und andern Richtung in Anspruch genommen werden. Allerdings ist bei letzteren Maschinen zuweilen das Gewicht des Schlittens für den Hauptweg so groß, daß es die nach oben gerichteten Drücke überwiegt (vgl. die Grubenhobelmaschine, S. 263) und deshalb die Führungsflächen stets an derselben Seite in fester Fühlung bleiben; bei den Stoß-, Feil- und meisten Seitenhobelmaschinen ist dagegen das Gewicht des Schlittens entweder ganz unwirksam oder doch so gering, daß der Druck von der einen Führungsfläche auf die andere überspringt, und hierdurch — wegen des notwendigen, wenn auch geringen Spielraums — kleine Abweichungen von dem beabsichtigten Weg stattfinden. Die Tischhobelmaschinen liefern deshalb im allgemeinen genauere Arbeit als die anderen Hobelmaschinenarten.

Sie führen dagegen den Mißstand sehr großer Belastung der Gleitflächen und demnach großer Reibungsverluste mit sich, die mit der Größe der Werkstücke zunehmen. Außerdem aber sind sie für sperrige Werkstücke weniger bequem als die unter 1 bis 3 beschriebenen Maschinen. Fig. 570, welche eine kleinere Tischhobelmaschine darstellt, möge zur allgemeinen Erläuterung derselben dienen.

Das Gestell der Maschine besteht aus dem Bett *a* und den beiden Böcken *b*. Letztere sind unten mit dem Bett verschraubt und oben durch ein Querstück gegeneinander abgesteift. Man erkennt nun aus der Figur, daß die Maschine nur an drei Stellen sich auf den Boden stützt. Diese Stützungsweise ist beliebt, weil sie von dem Fundament einigermaßen unabhängig macht. Es soll das Rückgrat der Maschine soviel als möglich in ihrem Gestell liegen, dieses die Ausgleichung aller Kräfte vermitteln; das Fundament soll die Maschine nur tragen, andere Einwirkungen nicht ausüben. Es sind das Forderungen, welche sich aus der Wandelbarkeit der Fundamente ergeben. Wegen der Länge des Bettes ist es nicht immer möglich, diese Stützung durch nur drei Füße anzuwenden; dann muß man das Fundament durch besonders sorgfältige Herstellung unwandelbar zu machen suchen und bei der Aufstellung durch Keile oder Schrauben, sowie nachträgliches Untergießen mit dickflüssigem Zement die Stützpunkte so zum Anliegen bringen, daß keinerlei Verbiegungen des Bettes vorliegen.

Auf dem Bett gleitet — hier in Bahnen rechteckigen Querschnitts — der Tisch. Riemenrollen, welche in der Figur nicht sichtbar sind, und

[1]) Vgl. Engineering, Jan. 1885, S. 54. mit Abb. Z. 1888, Tafel 38, Fig. 10—12.

Zahnräder, von denen das letzte in eine am Tisch feste Zahnstange greift, bewirken die Verschiebung des Tisches.

An den genau bearbeiteten Vorderflächen der Böcke *b* ist ein Querbalken *c* lotrecht zu verschieben; er bietet die Führung für den Schlitten *d*. Es ist an dem letzteren die Platte *e*, die sogenannte Lyra, um einen wagerechten Zapfen zu drehen und mit Hilfe in bogenförmigen Schlitzen steckender Schrauben schräg einzustellen. An *e* ist längs eines Führungsstabes der Stichelhausschlitten *f* zu verschieben; er trägt eine ein wenig schräg zu stellende Platte, welcher die den Stichel tragende Klappe *g* angebolzt ist (vgl. S. 109). Um sich den Höhen der verschiedenen Werkstücke anpassen zu können, ist der Balken *c* mittels zwei in den Böcken *b* gelagerter

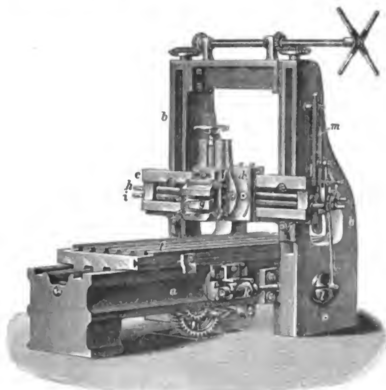


Fig. 570.

und durch gleiche Kegelräderpaare von gemeinsamer Querwelle aus zu drehender Schrauben lotrecht zu verschieben. Die beiden Schrauben haben selbstverständlich gleiche Ganghöhen; es muß eine derselben linksgängig, die andere rechtsgängig sein, wenn die Kegelräder — wie in der Figur angegeben — zur Mittelebene der Maschine symmetrisch liegen sollen. Nachdem *c* in die richtige Höhenlage gebracht worden ist, schraubt man ihn mittels vier Schrauben an den Böcken *b* fest.

Umsteuerung und Schaltbewegungen werden durch zwei an dem Tisch einstellbare Frösche bewirkt, die einen kleinen Seitenschlitten und hierdurch den mit krummer Nut versehenen Körper *k* mit seiner Welle nach links oder rechts drehen (S. 211). Diese Welle betätigt den umsteuernden Riemenführer unmittelbar und die Kurbelscheibe *l* unter Vermittlung zweier Kegelradausschnitte. Von *l* aus wird die Zahnstange *m* auf- und nieder-

bewegt und unter Vermittlung von Schaltdosen (S. 223) die Welle *h* und die Schraube *i* ruckweise gedreht. Die letztere verschiebt den Schlitten *d*, die erstere dreht, unter Vermittlung zweier Kegelradpaare und einer kurzen, in der Drehachse von *e* liegenden Welle die Mutter der Schraube, welche zum Verschieben des Schlittens *f* dient (vgl. Fig. 201, S. 104). Es kann das Verstellen des Stichels durch die Hand stattfinden: mittels des über *e* befindlichen Handrades und mittels auf *h* und *i* zu steckender Handkurbeln.

Die Übertragung der von der Kurbelscheibe *l* ausgehenden ruckweisen Bewegung mittels der Zahnstange *m* auf die Schaltwerke ermöglicht ohne weiteres das lotrechte Verschieben des Balkens *c*; man kann gleiches auf folgendem Wege erreichen: eine lotrecht gelagerte, langgenutete Welle wird nahe ihrem unteren Ende hin- und hergedreht. Sie steckt in einem am Balken *c* gelagerten Kegelradausschnitt und dreht diesen durch eine in seine Nut greifende feste Leiste. Der Kegelradausschnitt greift in einen zweiten, welcher das Schaltwerk in Bewegung setzt.

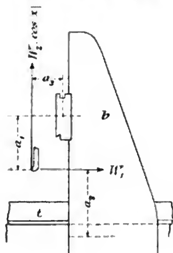


Fig. 571.

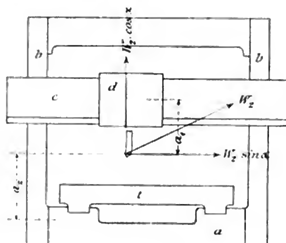


Fig. 572.

Die Inanspruchnahme der Gestellteile ist ziemlich verwickelt. Nach den schematischen Figuren 571 und 572 wirkt der Arbeitswiderstand W_1 zunächst biegend auf den Stichel, dann mit dem Abstand a_1 linksverdrehend auf den Querbalken *c*, ferner in wagerechter Ebene biegend auf diesen und endlich mit dem Halbmesser a_2 biegend auf die Böcke *b*, und zwar in deren Hauptebene. Der winkelrecht zur Schnittrichtung auftretende Widerstand W_2 sucht mit $W_2 \cdot \sin\alpha \cdot a_1$ den Balken *c* in lotrechter Ebene zu biegen, belastet mit diesem Betrage die wagerechte Schaltschraube und versucht mit $W_2 \cdot \sin\alpha \cdot a_2$ die Böcke quer zur Maschine zu biegen, wenn α die Neigung der Hauptschneide zur Wagerechten ist. $W_2 \cdot \cos\alpha \cdot a_3$ versucht *c* rechts zu verdrehen und $W_2 \cdot \cos\alpha$ ihn in lotrechter Richtung durchzubiegen. Es rührt von $W_2 \cdot \cos\alpha$ auch ein Biegemoment in der Hauptebene der Böcke her, doch kann dieses seiner Kleinheit halber vernachlässigt werden. Die Verbindung der Böcke mit dem Bett überträgt die auf erstere wirkenden Kräfte zum Teil auf die Führungen des Tisches, zum Teil auf das Bewegungsmittel des letzteren. Eine Berechnung dieser Teile auf Grund jener Kräfte hat nur einen Sinn, wenn sie bestimmt ist, das elastische Nachgeben der Gestellteile festzustellen. Dagegen sind die Schaltschrauben,

namentlich aber die den Tisch antreibenden Teile, nach ihrer Festigkeit zu berechnen, wobei die früher erörterten Massenwirkungen zu berücksichtigen sind.

Wenn die Tischhobelmaschine nur in einer Richtung arbeitet — was die Regel bildet — so läßt man den Tisch sich rasch zurückbewegen, und zwar bis zum Vierfachen der Arbeitsgeschwindigkeit. Hierzu dienen die früher (S. 217) angegebenen Mittel. Es fehlt nicht an Versuchen, die Maschine in beiden Bewegungsrichtungen des Tisches arbeiten zu lassen, wie bei manchen Seitenhobelmaschinen (S. 226) gebräuchlich. Man verwendet zuweilen zwei einander gegenüberstehende Bockpaare[1]) und rüstet jedes für sich so aus, wie vorhin beschrieben, oder bringt sowohl an der Vorder-, als auch an der Rückseite des Querbalkens Werkzeuge tragende Schlitten an (vgl. S. 263 die Grubenhobelmaschine), oder läßt den Stichel am Hubende sich um 180° drehen,[2]) oder den doppelt zugeschliffenen oder die paarweise angeordneten Stichel eine Schwenkung ausführen, vermöge welcher diejenige Schneide richtig eingestellt wird, welche für die kommende Bewegungsrichtung sich eignet.[3]) Von diesen Mitteln wird indes bisher wenig Gebrauch gemacht, wahrscheinlich aus folgenden Gründen: Es ist kaum möglich die zweite Schneide so genau sich einstellen zu lassen, daß sie in Verbindung mit der ersten Schneide eine glatte Fläche erzeugt. So beschränkt sich die Benutzung der vorliegenden Einrichtungen auf das Schruppen, bzw. Erzeugen von Flächen, die auch mit mäßiger Glätte ihrem Zweck genügen. Wenn die beiden Stichel an voneinander unabhängigen Schlitten sitzen, so ist unbeschränkte Anwendung möglich, solange jeder Stichel eine andere Fläche bearbeitet. Demgemäß kommen die beiden ersten der hier genannten Verfahren namentlich dann vor, wenn man die mit dem raschen Rückgange verknüpfte größere Massenwirkung umgehen will. Vermag man diese in genügendem Grade zu beherrschen, so zieht man den raschen Rückgang vor, für den Geschwindigkeiten bis zu 800 mm in der Sekunde in Anwendung kommen, und steigert im übrigen die Leistungsfähigkeit der Maschine durch Anbringen mehrerer Stichelhäuser.

Die Fig. 573 bis 577, Tafel X, stellen eine von Droop & Rein gebaute Tischhobelmaschine für 5 m Hobellänge und bis 1,6 m breite und 1,6 m hohe Werkstücke dar. Der Antrieb erfolgt durch einen offenen und einen geschränkten Riemen; vermöge verschieden großer Riemenrollen ist der Rücklauf erheblich rascher als der Arbeitsgang. Von der 80 mm dicken Welle *a* dieser Riemenrollen wird die Drehbewegung zunächst durch ein Stirnräderpaar mit 20, bzw. 80 Zähnen bei $t/\pi = 8$, dann ein solches mit 15, bzw. 67 Zähnen, bei $t/\pi = 12$, endlich ein solches mit 15, bzw. 32 Zähnen, bei $t/\pi = 18$ übertragen. Letzteres Rad greift anderseits in die 180 mm breite Zahnstange, so daß die Geschwindigkeit des die Arbeitsbewegung hervorbringenden Riemens rund 53 mal so groß ist als die Schnittgeschwindigkeit.

[1]) Dingl. polyt. Journ., 1855, Bd. 136, S. 185, mit Abb.

[2]) Vgl. S. 267, Blechkantenhobelmaschine und J. Hart, Werkzeugmaschinen der Maschinenfabriken, Heidelberg 1868, S. 153, mit Abb.

[3]) Dingl. polyt. Journ., 1872, Bd. 205, S. 302, mit Abb. The Engineer, Febr. 1887, S. 271, mit Abb.; Nov. 1888, S. 389, mit Abb. Z. 1887, S. 1096, mit Abb.; 1889, S. 777, mit Abb. American Machinist, 8. April 1897, mit Abb. The Iron Age, 15. April 1897, mit Abb. D.R.P. No. 119847. Z. 1902, S. 1617, mit Abb.

Die am Tisch einstellbaren Frösche *a a* (Fig. 573 und 574) betätigen in gebräuchlicher Weise den aus zwei miteinander verbundenen Teilen bestehenden Stiefelknecht *b b*, und dieser unter Vermittlung der Lenkstange *c* und des Hebels *d* die Welle *e*, welche durch ein innerhalb des Bettes liegendes, unvollständiges Kegelradpaar (2 Kegelradausschnitte), einen Hebel und eine Stange, den Hebel *f* bewegt. Dieser wirkt auf den Riemenführer. Hebel *d* (Fig. 573) ist nach oben verlängert, um als Handhebel benutzt zu werden. Ferner geht von dem Stiefelknecht *b* eine Lenkstange aus, welche die gerade geführte Stange *g* (Fig. 573) verschiebt. Diese ist — innerhalb des Bettes, in bezug auf Fig. 573 hinter der Kurbelscheibe *h* — verzahnt und greift in ein Zahnrad, welches auf der Welle dieser Kurbelscheibe festsitzt, so daß letztere bei jedem Spiel des Stiefelknechtes sich etwa um 180° dreht. Von dieser Kurbelscheibe aus wird das Schaltrad *i* und weiter die Schraube *k* (Fig. 574) betätigt, welche Schraube zum Verschieben eines am rechtsseitigen Ständer anzubringenden, in der Zeichnung weggelassenen Stichelhauses bestimmt ist.

Ferner greift eine Verzahnung der Stange *g* — innerhalb des Maschinenbettes hinter dem unteren Buchstaben *l* (Fig. 573) — in ein Stirnrad, betätigt dadurch unter Vermittlung einer liegenden Welle und eines Kegelradpaares die stehende Welle *l*, von welcher die Schaltungen der beiden am Querbalken der Maschine befindlichen Stichel betrieben werden. Das läßt sich an Hand der Fig. 575 und 576 gut verfolgen. Die Welle *l* ist fast in ganzer Länge genutet; das Kegelrad *m* ist mit einer festen Leiste versehen, welche in die Nut von *l* greift, so daß beide sich nur gemeinsam drehen, es ist anderseits mittels seiner halsförmigen Nabe an dem Querbalken *n* der Hobelmaschine gelagert, hebt und senkt sich sonach mit diesem und bleibt jederzeit mit dem ebenfalls an *n* gelagerten Kegelrad *o* in Eingriff. Mit *o* ist die Kurbelscheibe *p* verbunden, und diese betätigt durch eine Lenkstange und eine Zahnstange die drei Schaltdosen *q*, die auf den Schrauben für die Verschiebung der Stichelhäuser an dem Querbalken *n*, beziehungsweise auf der Welle sitzen, welche die Oberschlitten zu betätigen hat. Wegen des weiteren Verlaufs dieser Antriebe beziehe ich mich auf die Abbildungen. Es muß aber, unter Bezugnahme auf Fig. 577 hierzu bemerkt werden, daß mit der Schraube *v* ein Klauenkupplungsteil verschoben werden kann, welcher die selbsttätige Verschiebung des Vorderschlittens ein-, bzw. ausrückt.

An *p* sitzt ein Rad *r* (Fig. 575), welches in das Rad *s* (Fig. 576) greift und dadurch die Welle *t* (Fig. 573) in schwingende Drehbewegungen versetzt, wodurch die Klappen der Stichelschlitten für den Rückgang des Tisches abgehoben werden.

Die Betätigung der beiden Schrauben *u*, an welchen das Querstück *n* hängt, dürfte aus den Fig. 573 und 574 ohne Erläuterungen erkannt werden können. Ich bemerke, daß diese Schrauben *u* abgebrochen gezeichnet sind.

Fig. 578 und 579, Tafel XI, stellen eine von Ernst Schieß gebaute sehr große Tischhobelmaschine in zwei Ansichten dar, sie gebraucht beim Arbeitsgang etwa 30 Pferdekräfte für ihren Betrieb. Sie hobelt bis 4 m breite und bis 3 m hohe Werkstücke auf 8 m Länge.

Von einem Deckenvorgelege werden die in Fig. 579, unten links belegenen Riemenrollen so angetrieben, daß die größeren sich minutlich

112 mal in einer, die kleineren 224 mal in entgegengesetzter Richtung drehen. Die Welle, auf welcher je eine der paarweise angeordneten Riemenrollen festsitzt, überträgt ihre Drehbewegung mit dem Übersetzungsverhältnis $^{16}/_{84}$ auf eine Vorgelegwelle, diese mit demselben Übersetzungs-

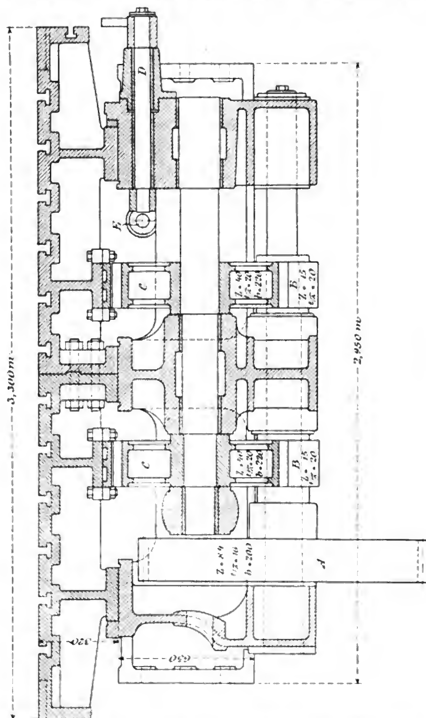


Fig. 580.

verhältnis auf das Rad *A* (Fig. 580), auf dessen Welle zwei Räder ***B*** sitzen, die mittels der Zwischenräder die Tischbewegung hervorbringen.

Die Hobelmaschine arbeitet deshalb mit rund 64 mm sekundlicher Geschwindigkeit, während die Rücklaufgeschwindigkeit rund 128 mm beträgt.

Breite Tische enthalten die Gefahr, sich zu biegen. Man begegnet derselben dadurch, daß die Gleitbahnen in mäßiger Entfernung voneinander angebracht werden, also die Tischränder weit über die Gleitbahnen hinwegragen. Hierdurch wird das die Standhaftigkeit des Tisches bedingende *E* (Fig. 136 bis 138, S. 70 u. 71) verkleinert. Man hat auch den Tisch in zwei voneinander unabhängige Hälften zerlegt, die jedoch genau gleichmäßig verschoben werden.[1]) Für die vorliegende Maschine sind drei Gleitbahnen gewählt,[2]) was die Querschnittsfigur 580 im einzelnen darstellt. Dieses Verfahren bedingt zwar sehr sorgfältige Herstellung der Gleitbahnen, genaue Zahnstangen oder Schrauben für die Tischverschiebung, gewährt aber, wenn in dieser Richtung nichts versäumt ist, eine ebensogroße Genauigkeit der Tischoberfläche, wie zwei Bahnen bei kleineren Maschinen. Die Umsteuerung und Schaltung geht von der Steuerwelle *D* (Fig. 578 bis 580) aus, an welcher der Stiefelknecht sitzt. Sie setzt die in der Längsrichtung der Maschine liegende Welle *E* (Fig. 580) in schwingende Bewegung, und diese betätigt den Riemenführer *f*. Nach der anderen Seite wird von *E* aus — mittels Zahnstange und Radausschnitt — die stehende Welle *g* in schwingende Drehungen versetzt und durch diese, wie aus Fig. 578 zu sehen ist, die Schaltbewegungen eines an einem der Ständer sitzenden Stichelhauses *h* und der beiden am Querbalken befindlichen bewirkt. Die Schaltung des ersteren wird zum Teil von der Stange abgeleitet, welche die Welle *g* zu betätigen hat. Sie dreht nämlich eine kurze liegende Welle, welche in den Figuren nicht wiedergegeben ist, und diese — durch Kegelradausschnitte — eine zweite liegende, das Schaltwerk *k* (Fig. 579) betätigende Welle. Ein Kegelradpaar dreht ferner ruckweise die Schraube *i* und bewirkt dadurch das lotrechte Schalten von *h*. In bezug auf die Schaltwerke am Querbalken sei darauf hingewiesen, daß eine Welle *l* schwingend bewegt wird, welche die „Klappen", auf denen die Stichel befestigt sind, für den Rückgang des Tisches abheben und bis zum nächsten Hubwechsel in gehobener Lage erhalten.

Auf dem Verbindungssteg der beiden Maschinenböcke ist ein durch Riemen angetriebenes Vorgelege angebracht, welches zunächst zwei an den Innenseiten der Maschinenböcke angebrachte Schrauben rechts oder links umzudrehen vermag. Sie tragen den schweren Querbalken und sind bestimmt, ihn verhältnismäßig rasch nach oben oder unten zu bewegen. Von dem genannten Vorgelege aus kann auch die Schraube *i* in Umdrehung versetzt werden, behufs raschen Verschiebens des Stichelhauses *h* am Ständer. Das Schalten mittels der Hand bedarf einer Erläuterung nicht; es sei jedoch bemerkt, daß man mittels des auf *g* festen Hebels *m* die Maschine umsteuern kann.

Die Schaltbewegungen längs des Querbalkens können von 0,4 mm bis 15 mm gewählt werden.

Schaltwellen und Spindeln bestehen aus geschmiedetem Stahl, Räder und Zahnstangen aus Stahlguß.

Die durch Fig. 581 und 582, Tafel XII, abgebildete Maschine ist ebenfalls von Ernst Schieß gebaut. Sie ist für Werkstücke bestimmt, welche

[1]) Engineering, Nov. 1890, S. 544, mit Schaubild (die Weite zwischen den Ständern beträgt 3,66 m).

[2]) Vgl. Engineering, März 1890, S. 355, mit Schaubild. The Engineer, Febr. 1891, S. 127, mit Schaubild.

bis 3500 mm Höhe und Breite haben und bis 9 m lang zu hobeln sind. Diese Maschine hat mit der vorigen manches gemeinsam; es soll hier nur das Abweichende erörtert werden.

Dahin gehört zunächst der Antrieb. Bei den sonstigen hier beschriebenen Hobelmaschinen ist das Verhältnis der Arbeits- zur Rücklaufgeschwindigkeit ein festes, so daß, wenn man bei harten Werkstücken die Arbeitsgeschwindigkeit mindert, auch die Rücklaufgeschwindigkeit kleiner wird. Bei der vorliegenden Hobelmaschine ist das vermieden, indem[1]) das Deckenvorgelege zwei Antriebe hat. Der eine bezieht sich auf den Rückgang; auf der Welle des Deckenvorgeleges steckt lose eine Büchse, mit der eine angetriebene und die Riemenrolle fest verbunden ist, welche

Fig. 583.

die Drehung für den Rücklauf des Tisches überträgt. Dagegen sitzen auf der Deckenvorgelegswelle fest: eine von der Wellenleitung angetriebene Stufenrolle und eine Riemenrolle, welche die Antriebsbewegung vermittelt. So wird möglich, dem Tisch die sekundlichen Schnittgeschwindigkeiten: 80 mm, 90 mm, 100 mm und 110 mm zu geben, während die Rücklaufgeschwindigkeit stets 180 mm beträgt.

Die Achse der angetriebenen Rollen liegt winkelrecht zur Längenrichtung der Maschine; die Riemenrollen drehen, unter Vermittlung von Zahnrädern, zwei 165 mm dicke Schrauben, welche 200 mm Steigung haben und in 1000 mm lange, zweiteilige Muttergewinde greifen. Eintretender „toter Gang“ wird durch Verstellen der Mutterteile (S. 98) ausgeglichen.

[1]) D.R.P. No. 97152.

Um die Schrauben stützen zu können, sind die Muttern unten auf 100 mm ausgeschnitten. In der Achsenrichtung finden die Schrauben ihre Stützung durch nachstellbare Ballager. Bei vorliegender Hobelmaschine sind beide Ständer zur Aufnahme von Stichelschlitten vorgerichtet, außerdem ein besonderer Bock mit Stichelschlitten neben dem Bett aufgestellt. Damit wird der Zweck verfolgt, solche kürzere Gegenstände an deren Seite zu bearbeiten, welche breiter sind, als die lichte Weite zwischen den Ständern der Maschine beträgt. Die selbsttätige lotrechte Schaltung des an dem freistehenden Bock befindlichen Stichels wird durch besondere Frösche und Stiefelknecht (Fig. 582 links) hervorgebracht, und zwar unter Vermittlung einer langgenuteten Welle, da man den Bock je nach den Abmessungen des Werkstückes in größerer oder geringerer Entfernung vom Hobelmaschinenbett verwenden will.

Man kann selbstverständlich für diesen Seitenbock höchstens die Hälfte des größten Tischwegs (6 m) benutzen; er ist überhaupt lediglich als Aushilfsmittel zu betrachten.

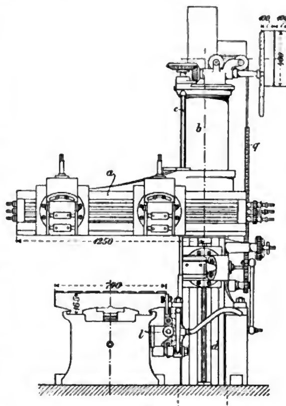


Fig. 584.

Kirchner & Co. verwenden, um verschiedene Geschwindigkeiten für den Schlitten benutzen zu können, mehrere Rollenpaare und Riemen.[1])

Wenn man den einen Ständer des torartigen Gestelles fortläßt, den Querbalken nur an dem beibehaltenen befestigt, so fällt die Beschränkung der Werkstückgröße nach der einen Seite hin weg; so entsteht die einseitig offene, oder Einständer- oder Einpilaster-Hobelmaschine, welche zuerst von Heinrich Billeter in Aschersleben erbaut, auch im Jahre 1874 demselben patentirt worden ist.[2]) Fig. 583 und 584 sind Ansichten, Fig. 585 ist ein Schaubild der Maschine, wie sie von Billeter & Klunz in Aschersleben gebaut werden. Der Balken *a* steckt auf einem runden Ständer *b*; mittels der Schraube *c* ist ersterer an *b* lotrecht zu verschieben. Im Ständer oder Pfeiler *b* ist eine Nut ausgebildet, in welche die Mutter der Schraube *c* greift, um eine Drehung von *a* zu verhindern. Der Balken *a* wird im übrigen am Pfeiler *b* festgeklemmt. An dem Balken oder Ausleger *a* sind zwei Stichelhausschlitten unmittelbar angebracht; ein dritter

[1]) Z. 1900, S. 944, mit Abb.
[2]) Dingl. polyt. Journ., 1877, Bd. 226, S. 549, mit Abb. Z. 1889, S. 778, mit Abb. Z. 1897, S. 1034, mit Abb.

sitzt an der mit *a* festverbolzten Schürze *d*. Die Schaltbewegungen gehen von der Kurbelscheibe *p* aus, welche die mit Gegengewicht versehene Zahnstange *q* und mittels dieser die Schaltdosen betätigt, *p* erfährt seine Bewegung von der Steuerwelle *l* aus. Die Schaltgröße kann zwischen 0 und 5 mm gewählt werden. Die Welle *e* wird durch einen offenen und einen gekreuzten Riemen so angetrieben, daß die Rücklaufgeschwindigkeit das Vierfache der Arbeitsgeschwindigkeit beträgt.

Weil die Werkstücke zuweilen den Tisch an der offenen Seite der Maschine überragen, so ist für den Tisch eine geschlossene Führung verwendet.

Die Steuerwelle *l* wird durch eine Rolle hin- und hergedreht, welche in eine krumme Nut greift (S. 211). Frösche stoßen an den die Rolle

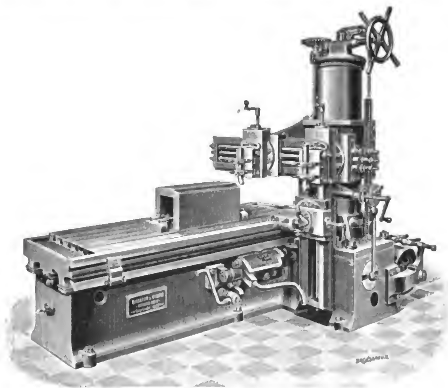


Fig. 585.

enthaltenden, auf zwei Stäben gleitenden Schlitten. Es sind diese Stäbe rahmenartig verbunden und gleichachsig mit *l* drehbar, so lange sie nicht durch eine Klinke festgehalten werden, man kann daher jederzeit die Umsteuerung mittels der Hand bewirken.[1])

Eine von Ernst Schieß gebaute Einständerhobelmaschine (Fig. 586 bis 588, Tafel XIII) unterscheidet sich von der vorigen zunächst durch die Größe, ferner durch Einzelheiten. Der Ständer *b*, an welchem der Ausleger *a* sitzt, hat vierkantigen Querschnitt und die *a* tragende Schraube *d* wird durch Räder und Wellen von der Riemenrolle *e* aus betrieben. An der Welle von *e* stecken lose zwei Kegelräder, welche in das Kegelrad der in Fig. 587 links belegenen stehenden Welle greifen und nach Be-

[1]) D.R.P. No. 75000.

darf mit ihrer Welle gekuppelt werden. Der Stiefelknecht betätigt eine Welle *c* (Fig. 586) und diese, mittels zweier unvollständiger Kegelräder, die gleichlaufend zum Tisch gelagerte Welle *g* (Fig. 587). Am Ende dieser Welle *g* sitzt eine Kurbelscheibe, von der aus das Schaltwerk für das Ständerstichelhaus betrieben wird, wie Fig. 587 erkennen läßt. Ferner wird durch die Welle *c* unter Vermittlung unvollständiger Kegelräder die stehende Welle *f* in hin- und hergehende Drehung versetzt. Diese betätigt zunächst den Riemenführer *h* und bewirkt hierdurch die Umsteuerung. Weiter oben wird durch ein unvollständiges Kegelradpaar die liegende Welle *i* (Fig. 587) schwingend gedreht; diese überträgt durch ein Stirnradpaar ihre Bewegungen auf eine zweite liegende Welle, an deren Ende die Kurbelscheibe *S* (Fig. 586) befestigt ist. Von dieser Kurbelscheibe aus wird einerseits die Welle *k* bewegt, welche die Klappen der beiden Hauptstichel nach vollzogenem Schnitt hebt und erst am anderen Hubende wieder sinken läßt, anderseits eine kurze Zahnstange lotrecht verschoben, welche das Schalten der beiden Hauptstichel herbeiführt. Fig. 588 ist ein Grundriß des Auslegers *a* und Querschnitt des Ständers *b*.

Man versieht die Einständer-Hobelmaschinen zuweilen mit einem Hilfsständer, welcher als Stütze des wagrechten Balkens dient, wenn weniger sperrige Gegenstände bearbeitet werden.

Wenn häufiger Gegenstände zur Bearbeitung gelangen, welche die freie Seite des Tisches sehr stark überragen, so empfiehlt es sich, geschlossene Tischführungen (vgl. Fig. 584) oder einen das weit hinausragende Werkstück stützenden Hilfsschlitten anzuwenden.[1])

5. Zahnräderhobelmaschinen. Sie bilden eine Sonderheit, weshalb an dieser Stelle genügen dürfte, ausgiebige Quellenangaben zu machen.[2])

6. Auch die Riffelmaschinen oder Walzenfurchmaschinen sind als Sondermaschinen aufzufassen, weshalb sie im wesentlichen durch Quellenangabe erledigt werden sollen.[3]) Die Maschinen sind meistens mit einem Stichel versehen, welcher seinen Ort nicht verläßt, während das Werkstück gleichzeitig verschoben und gedreht wird. Turner in Ipswich verwendet mehrere Stichel.[4]) Die Pratt & Whitney Co., Hartfort-Conn., zeigte in der 1893er Chicagoer Weltausstellung eine Maschine, bei welcher der Stichel

---

[1]) Z. f. W., 15. Nov. 1898, mit Abb.

[2]) Armengaud, publ. industr., 1843, Bd. III, S. 207 u. 233. Hunt & Co., Zivilingenieur, 1864, Bd. X, S. 27. Zimmermann, Zivilingenieur, 1872, Bd. XVIII, S. 14. Leupold-Riedinger, Dingl. polyt. Journ., 1873, Bd. 209, S. 241; 1878, Bd. 229, S. 216. Michaelis, Dingl. polyt. Journ., 1875, Bd. 218, S. 396. Corliß, Dingl. polyt. Journ., 1877, Bd. 223, S. 449. Gust. Hermann (Abhandlung) Verhandl. d. Vereins für Gewerbefleiß in Preußen, 1877, S. 61 ff.. Haas, Dingl. polyt. Journ., 1878, Bd. 299, S. 28. Renk, Dingl. polyt. Journ., 1880, Bd. 238, S. 280. Dengg, Dingl. polyt. Journ., 1882, Bd. 246, S. 314. Bilgram, American Machinist, 9. Mai 1885; Z. 1885, S. 679. Greenwood Batley & Co., Engineering, März 1886, S. 222; Z. 1887, S. 33. Oerlikon, Industries, Okt. 1889, S. 343; Engineering, Nov. 1889, S. 535. Verschiedene: American Machinist, 3. Dez. 1896; Engineering, März 1897, S. 403; Industries & Iron, März 1897, S. 362; Z. f. W., 25. März 1901, S. 274; 5. Sept. 1901, S. 527; 15. Sept. 1901, S. 545; 25. Jan. 1902, S. 184; 5. Juni 1902, S. 405; Revue de Mécanique, Sept. 1901, S. 311. Hermann Fischer, Übersicht, Z. 1898, S. 11. Hotz, Z. 1900, S. 292; The Fellow, American Machinist, 14. Dez. 1901, S. 1312, sämtlich mit Abb.

[3]) Dingl. polyt. Journ., 1881, Bd. 240, S. 93; 1882, Bd. 243, S. 374 u. 455; Bd. 244, S. 22, mit Abb. Z. 1882, S. 98, mit Schaubild; 1886, S. 557, mit Abb.; 1887, S. 1096, mit Abb. Dingl. polyt. Journ., 1884, Bd. 253, S. 19, mit Abb. D.R.P. No. 34 352, 34 845, 34 954, 36 929. Dingl. polyt. Journ., 1890, Bd. 276, S. 529 bis 537, mit Abb.

[4]) Iron, März 1887, S. 178, mit Schaubild.

einem Gewinde-Sträler gleicht; wie bei letzteren sind mehrere Stichel in einen vereinigt, der erste bildet eine seichte Furche, der zweite vertieft die vorher erzeugte Furche u.s.w., während der letzte Zahn zur Vollendung der Furchen dient.

Mit diesen Walzenfurchmaschinen sind die Schießwaffen-Ziehmaschinen nahe verwandt. An einem Kolben sitzen die Stichel. Der Kolben steckt fest auf einer Stange und wird mittels dieser geradlinig fortbewegt und gleichzeitig gedreht.[1])

7. Keilnutenhobelmaschinen, d. h. solche Maschinen, welche zum Erzeugen der Keilnuten in den Bohrungen der Riemenrollen, Räder, Kupplungen u.s.w. dienen, finden sich in verschiedenen Bauweisen: als Räummaschinen, als Stoßmaschinen und als eigenartige Hobelmaschinen.[2])

Die erstere Gruppe ist früher (S. 233 bis 239) bereits erledigt.

Die der zweiten Gruppe angehörigen Keilnutenhobelmaschinen gleichen häufig den gewöhnlichen Stoßmaschinen, werden aber zuweilen anders gebaut.

Die gemeine Stoßmaschine erfordert eine große Ausladung, wenn sie befähigt sein soll, Räder erheblichen Durchmessers zu bearbeiten; sie wird hierdurch schwer und kostspielig.

Man vermeidet diesen Umstand dadurch, daß man das Werkstück an derselben Seite stützt, an welcher der Antrieb des Stößels sich befindet, also die bügelartige Verbindung beider Stellen hinweg fällt.

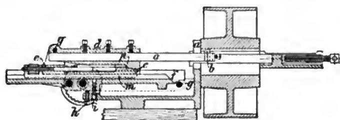


Fig. 589.

Hierher gehört die Maschine von C. Weitmann[3]), welche Fig. 589 in einem Schnitt darstellt. *a* bezeichnet die Aufspannplatte, *b* den Stichel, welcher an der in der Hülse *d* steckenden Stange *c* befestigt ist. Die Hülse *d*, das Stichelhaus, ist mit dem Schlitten *e* durch den Bolzen *q* so verbunden, daß ein Keil *p* sie nebst dem Stichel *b* um *q* emporzudrehen, also den Stichel *b* nach oben gegen das Werkstück zu drücken vermag. Hierdurch wird zunächst die Schaltbewegung hervorgebracht. Der Keil *p* ist durch eine an ihm ausgebildete Schraube und eine Mutter mit der Zahnstange *m* verbunden, diese nimmt bei ihrer hin- und hergehenden Bewegung auch den Schlitten *e* mit, aber die Verbindung läßt einen gewissen Spielraum, einen toten Gang, so daß nach jedem Hubwechsel die Zahnstange *m* einen gewissen Weg zurücklegt, bevor sie den Schlitten *e* zwingt, an der neuen Bewegungsrichtung teilzunehmen. Dieser tote Gang veranlaßt eine gegensätzliche Verschiebung zwischen Keil *p* und Schlitten *e*, beziehungsweise Stichelhaus *d*, so daß, wenn die Zahnstange den Weg nach links (in bezug auf die Figur) antritt, zunächst der Keil *p* etwas zurückgezogen wird, also der Stichel von seiner bisherigen Bahn sich etwas entfernt, während nach vollendetem Rückgange der Keil *p* den Stichel wieder emporhebt. Das Schalten wird mittels der Hand durch eine Mutter be-

[1]) Vgl. auch The Engineer, März 1882, S. 229.
[2]) Z. 1898, S. 203 u. ff., mit Abb.
[3]) D.R.P. No. 26898; Z. 1885, S. 413, mit Abb.

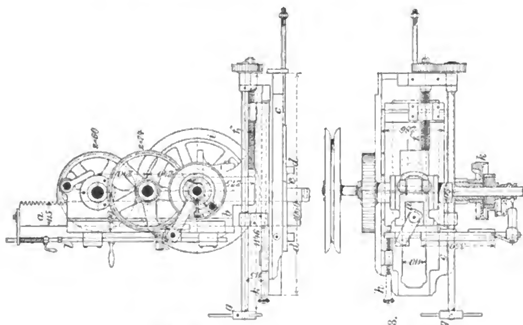


Fig. 592.

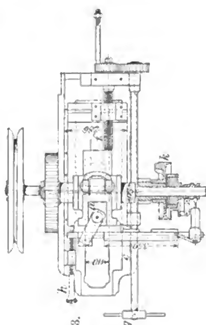


Fig. 593.

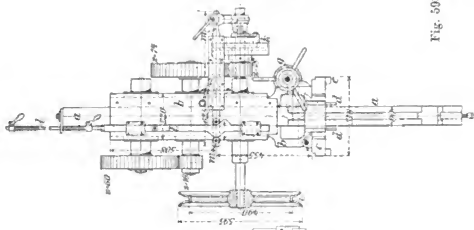


Fig. 591.

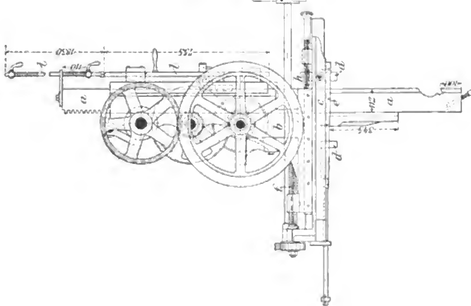


Fig. 590.

wirkt, welche in der Abbildung unter dem Buchstaben *e* zu sehen ist, und der Antrieb erfolgt durch ein in der Figur nur angedeutetes Rädervorgelege. Die Schlittenbahn *f* ist mit Aufspannplatte *a* nicht fest verbunden, sondern um den, an *a* festen Bolzen *g* drehbar und mittels der Schrauben *h* und *i* einstellbar. Von dieser Einstellbarkeit wird Gebrauch gemacht, um der Keilnutensohle Anzug zu geben.

Diese Maschine ist nicht zum Abheben kräftiger Späne geeignet, teils wegen großer Länge und geringer Dicke der Stange *c*, teils wegen der Nachgiebigkeit, welche die angegebenen Beweglichkeiten mit sich führen.

Die Mortonsche Maschine[1]) ist weit kräftiger gebaut. Fig. 590 bis 593 stellen die Ausführungsform für tragbare Maschinen dar. Den Stößel *a* bildet ein gußeiserner Balken von 90 mm im Geviert, den auf der Arbeitsseite noch eine Leiste verstärkt. Er wird in einem sehr langen Kanal des Bockes *b* geführt, und in seine kräftig gehaltene Zahnstange greift ein Zahnrad, das auf der obersten der drei in den Bildern ohne weiteres erkennbaren Wellen sitzt. Der Bock *b* ist mit langem Fuß auf der Platte *c* verschiebbar befestigt. Letztere wird durch die Vorsprünge *d* oder auf andere Weise mit dem zu bearbeitenden Rade verbunden. Keilstücke *e* geben dem Ganzen eine solche Neigung, daß die zu hobelnde Nut den verlangten Anzug erhält. Der am unteren Ende des Stößels zu befestigende Stichel schneidet, während der Stößel emporbewegt wird. Vor jedem Schnitt verschiebt man den Bock *b* um die Spandicke auf der Platte *c*, und zwar mittels der Schraube *f*, welche durch das Handspillrad *g* gedreht wird; die Schraube *h* begrenzt die Nuttiefe.

Die Maschine wird durch eine über Leitrollen und die Rolle *i* gelegte Schnur angetrieben. Mit der Welle von *i* ist das die Drehbewegung übertragende Stirnrad durch eine Reibkupplung *k* verbunden. Ist diese Kupplung geschlossen, so steigt der Stößel *a*, den arbeitenden Stichel mit sich führend, nach oben. Am oberen Ende des Stößels befindet sich ein platter Arm, der das obere runde Ende der Stange *l* umschließt und bei seiner nach oben gerichteten Bewegung gegen die obere an *l* angebrachte Feder stößt, diese zunächst zusammendrückend, aber dann die Stange *l* mitnehmend, so daß diese den Querschieber *m* veranlaßt, die Reibkupplung auszulösen. Nunmehr kann sich das bisher mit *k* verbundene Stirnrädchen frei um seine Welle drehen, beziehungsweise diese, dem Gewicht des Stößels folgend, sich in entgegengesetzter Richtung drehen. Bei dem Herabsinken des Stößels trifft der an seinem oberen Ende sitzende Arm gegen die untere Feder der Stange *l*, verschiebt diese nach unten und rückt dabei, unter Vermittlung des Querschiebers *m*, die Reibkupplung wieder ein (vgl. S. 213), worauf der Stößel von neuem aufzusteigen beginnt.

Hiernach ist die vorliegende Mortonsche Maschine nur brauchbar, wenn man sie auf die Nabe eines etwa wagerecht liegenden, schweren Rades setzen kann. Sie ist leicht zu befestigen, weil der Widerstand, den der arbeitende Stichel in seiner Bewegungsrichtung erfährt, die Maschine gegen das Werkstück drückt, aber sie ist nur für verhältnismäßig weite Nabenbohrungen brauchbar, wegen des Raumbedarfs für den Stößel und einen Teil seiner Führung. Die größere Spandicke — 1 mm und mehr — ist also erkauft durch Beschränkung der Verwendungsfähigkeit.

[1]) The Iron Age, 17. Sept. 1891, S. 449, mit Schaubild einer feststehenden, Z. 1893, S. 1608, mit Schaubild einer tragbaren Maschine. Die Beschreibungen sind mangelhaft.

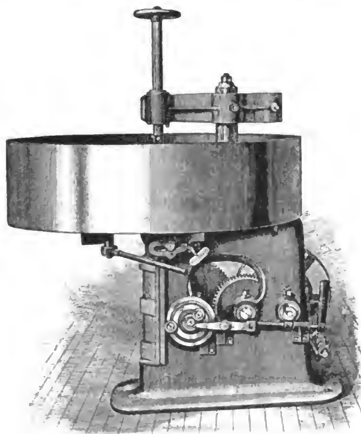
Bei der feststehenden Mortonschen Maschine wird das Werkstück wagerecht auf das Maschinengestell gelegt, während der Stichel beim Niedergange arbeitet, so daß der Stichelwiderstand das Werkstück gegen die Aufspannplatte drückt. Es ist ein Kehrgetriebe vorgesehen, welches die Aufwärtsbewegung des Stößels vermittelt.



Fig. 594.

Um eine größere Standhaftigkeit des Stichels auch dann zu erreichen, wenn derselbe in einer verhältnismäßig engen Bohrung zu arbeiten hat, wird ein stangenförmiger Werkzeugträger verwendet, der an beiden Seiten des Werkstücks Führung findet.

Es läßt sich dieses Verfahren für kleinere Abmessungen der Keilnuten


Fig. 595.

bei gewöhnlichen Lochbohrmaschinen wie folgt verwenden.[1]) Man bohrt das Loch mittels einer Bohrstange, welche statt des Bohrers in die Bohrspindel gesteckt ist und im Aufspanntisch eine zweite Führung findet. Dann tauscht man die Bohrstange gegen eine andere Spindel *a* (Fig. 594) aus, in welcher ein Stichel *s* angebracht ist. Man verschiebt diese Stange mittels der Vorrichtung, welche sonst zum raschen Zuschieben der Bohrspindel dient (s. weiter unten), und verstellt nach jedem Schnitt den Stichel *s* mittels der Schraube *b*. Hierbei ist ein Anzug der Keilnutensohle nicht

[1]) Z. 1898, S. 206, mit Abb.

zu erreichen; auch erfährt der Stichel bei seinem Rückgange starke Reibung an der zuvor gebildeten Schnittfläche.

Mit dieser als Aushilfsmittel zu betrachtenden Vorrichtung ist die Colburn-Nutenhobelmaschine[1]) nahe verwandt. Fig. 595 stellt sie schaubildlich dar. Das Werkstück — eine Riemenrolle — ist auf das kastenartige Maschinengestell gelegt und die Stichelstange findet über dem Werkstück an einem wegnehmbaren Arm eine zweite Führung. Fig. 596 bis 603 lassen die Einzelheiten deutlicher erkennen. Der Stößel *a* ist, wie insbesondere Fig. 599 erkennen läßt, quadratischen Querschnitts und gleitet in nachstellbaren Führungen des Maschinengestells. In dem über dem Werkstück liegenden Arm *d* findet eine Stange *b* genau senkrechte Führung,

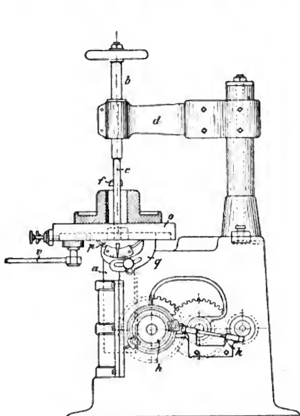


Fig. 596.

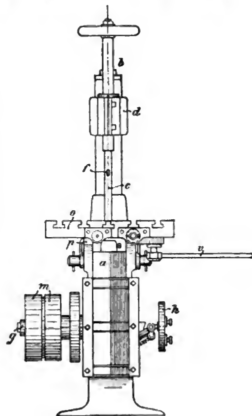


Fig. 597.

und die Stichelstange *c* ist mit ihrem oberen Ende an *b*, mit ihrem unteren Ende am Stößel *a* befestigt. *a* ist mit einer Zahnstange versehen, in welche das Zahnrad *e* (Fig. 599) greift, dessen Welle durch ein leicht verfolgbares Rädervorgelege von der Antriebswelle *g* aus gedreht wird.

Das Rad *e* ist so groß gemacht, daß es für den größten Hub des Stößels keine volle Umdrehung zu machen braucht. So ist man imstande, die zum Umsteuern dienenden einstellbaren Frösche an der Scheibe *h*, welche an der Welle des Rades *e* festsitzt, anzubringen, wo sie bequem zugänglich sind. Bei Drehung der Scheibe *h* in dem einen oder anderen

[1]) The Iron Age, 5. Okt. 1892, S. 613, mit Abb. American Machinist, 6. Juni 1895, S. 443; 28. Mai 1896; Nov. 1896, S. 1059, mit Schaubildern. Z. 1898, S. 206, mit Abb.; 1900, S. 948, mit Abb. Baker Bros, American Machinist, 22. Febr. 1902, 3. Mai 1902, mit Abb.

Sinne stößt der eine oder andere der Frösche gegen den Hebel *i*, welcher auf der Welle *k* festsitzt, und verschiebt dadurch die in der Antriebswelle *g* steckende Stange *l*. Auf der Welle g (Fig. 597 und 598) stecken frei drehbar die beiden Rollen *m*, von denen sich die eine rechts, die andere links dreht, und zwischen beiden liegt ein auf *g* verschiebbarer, mit der Stange *l* fest verbundener Kuppelteil, welcher infolge jener Verschiebung der Stange *b* die eine oder andere der Riemenrollen *m* mit der Welle *g* kuppelt, oder — in seiner Mittelstellung — beide Rollen frei läßt. So weit die selbsttätige, auf- und niedergehende Bewegung des in der Stange *c* steckenden Stichels.

Das Werkstück wird auf dem Tisch *o* befestigt und dieser ist auf dem Führungskörper *p* (Fig. 596, 597, 598, 603) in der Mittelebene der Maschine verschiebbar. Dieser Führungskörper *p* stützt sich mit zwei nach unten vorspringenden Bogenstücken auf am Maschinengestell ausgebildete Hohlflächen, so daß er nebst dem Tisch *o* in der Mittelebene der Maschine

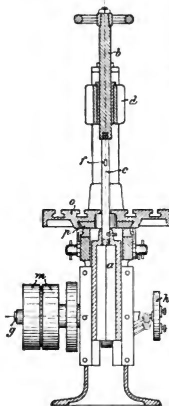
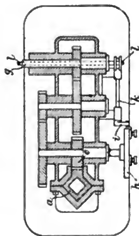
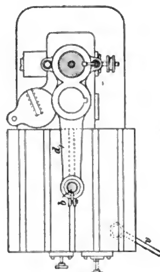


Fig. 598.


Fig. 599.


Fig. 600.

in dem Grade kippbar ist, wie es der geforderte Anzug der Keilnute verlangt. Ein unter *o* angebrachter Gradbogen (Fig. 596) läßt die Schräglage des Tisches ablesen. Zwei Platten *r* (Fig. 603) übergreifen Leisten, die an den genannten Bogenstücken angebracht sind, und hindern hierdurch zufälliges Abheben der Führungskörper *p*; zwei die Bügel *q* (Fig. 596) andrückende Schrauben dienen zum Festlegen von *p*, nachdem seine richtige Neigung eingestellt worden ist. Unterhalb des Tisches *o* ist an diesen eine Zahnstange *n* (Fig. 601 und 603) angebracht, in welche ein Zahnrädchen greift, dessen Welle in einem mit *p* fest verbundenen platten Arme *u* gelagert ist. An dem unteren Ende dieser Welle sitzt ein Sechskant, und ein auf dieses passender Schlüssel *v* dient zum Drehen des Rädchens und somit zum Verschieben des Tisches *o* längs der Führungsleisten von *p*. Die auf diesem Wege hervorzubringende Näherung des auf *o* befestigten Werkstücks

an den Stichel *f* wird durch zwei Schrauben begrenzt. Die Schraube *t* (Fig. 601), deren Muttergewinde sich in *s* befindet, wird so eingestellt, daß sie gegen *p* stößt, nachdem die volle Tiefe der Nut erzeugt ist; die Schraube *x* mit dem Muttergewinde in *y* soll jede einzelne Schaltung begrenzen. Zu dem Zweck ist um *x* ein Ring winkelförmigen Querschnitts gelegt, der mit fester Leiste in eine Längsnut der Schraube *x* greift, so daß Ring und Schraube sich nur gemeinsam drehen können. Dieser Ring ist, wie Fig. 601 erkennen läßt, an *y* so gelagert, daß er seinen Ort nicht verlassen kann; er ist mit einem Zeiger versehen, der über einem eingeteilten Kreise (Fig. 602) spielt und hierdurch die Drehung der Schraube *x* genau zu beobachten ermöglicht. Das spitze Ende von *x* stößt gegen eine geeignete Fläche von *p* und gestattet demnach nur diejenige Zuschiebung mittels des Schlüssels *v*, welche durch Zurückdrehen der Schraube *x* freigegeben ist. Das scheint ein zu umständliches Verfahren zu sein.

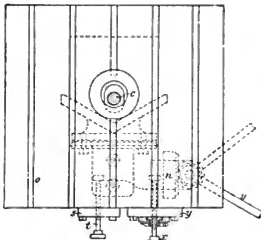


Fig. 601.

Fig. 602.

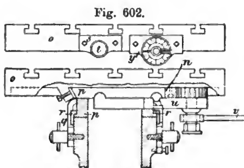


Fig. 603.

Die Säule, die den Arm *d* (Fig. 596, 597, 598 und 600) trägt, liegt außerhalb des Werkstückes oder fällt zwischen dessen Arme, wie Fig. 595 erkennen läßt. Man hat (nach Fig. 600) den Arm *d* mit zwei Bohrungen und das Maschinengestell mit zwei Befestigungsplätzen für die Säule versehen, um letztere seitwärts vom Radkranz, außerhalb oder innerhalb desselben, anbringen zu können.

Die Colburnsche Maschine scheint sich einiger Beliebtheit zu erfreuen trotz der umständlichen Schaltung, der unsicheren Verbindung zwischen Stichelstange *c* und oberer Führungsstange *b*, des nicht bequemen Ausrichtens der Werkstücke und des Umstandes, daß der Stichel für seinen Rückgang nicht von der Schnittfläche abgehoben wird.

Decoster[1]) baute eine Maschine, bei welcher die Stichelstange unmittelbar gegenüber dem Stichel sichere Stützung findet, also der die Zukömmlichkeit bei der Colburnschen Maschine behindernde wagerechte Arm *d* nebst Ständer in Wegfall kommt, auch die zweifelhafte Verbindung zwischen Stichelstange und Führungsstange *b* entbehrlich wird. Die Decostersche Maschine erleichtert ferner das Ausrichten und Befestigen des Werkstücks. Sie dürfte sich deshalb zu weiterer Ausbildung eignen. Ebenso ist von R. R. Werner[2]) eine beachtenswerte Maschine entworfen, welche sich im

[1]) Publ. industr. 1843, Bd. III, S. 301, mit Abb. Z. 1893, S. 582, mit Abb.
[2]) Z. 1863, S. 227, mit Abb.

gleichen Sinne wie die Decostersche vor der Colburnschen auszeichnet, aber an manchen Mängeln leidet.[1])

Endlich möge noch die Maschine von Mitts & Merriel[2]) erwähnt werden.

8. Bogenhobelmaschinen. Sie sind zu den Hobelmaschinen nur insoweit zu rechnen, als ihr Stichel Schnitte beschränkter Länge ausführt und dann auf demselben Wege wieder zurückkehrt, so daß insbesondere die Art des Schaltens sich mit der für Hobelmaschinen deckt. Das mag ihr Anreihen an dieser Stelle rechtfertigen. Zur Bearbeitung kreisbogenförmiger Werkstücke von großem Krümmungshalbmesser kann man (nach Fig. 39, S. 36) eine Seitenhobelmaschine verwenden, bei welcher ein Lenker den Stichel so verschiebt und dreht, daß seine Richtlinie stets senkrecht auf der erzeugten Fläche steht. Das ist ein Aushilfsverfahren.

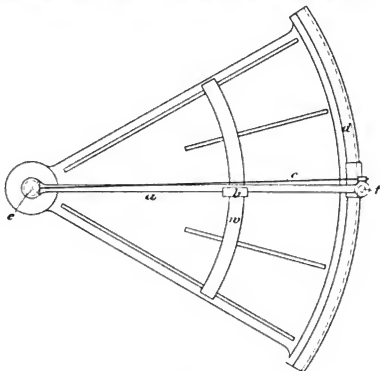


Fig. 604.

Fig. 605 deutet im Grundriß eine Bogenhobelmaschine an, welche zum Bearbeiten der Schienen für Panzertürme und ähnliche Zwecke ausschließlich zur Verwendung kommt. Um einen starken lotrechten Zapfen, dessen Achse *e* bezeichnet, ist der Balken *a* zu drehen; am rechtsseitigen Ende schließt sich an *a* eine schlittenförmige Erweiterung, die auf dem festen Bogen *d* gleiten kann. *d* und der Zapfen *e* sind durch eine Platte oder durch Arme verbunden, so daß sie ihre gegensätzliche Lage nicht zu verändern vermögen, und diese verbindenden Teile sind mit Aufspannuten versehen, die zur Befestigung der Werkstücke, z. B. des mit *w* bezeichneten, dienen. An *a* ist nun der Stichelschlitten *b* verschiebbar, und von *e* aus wird — unter Vermittlung eines Kegelradpaares, der Welle *c* mit Wurm,

[1]) Z. 1898, S. 236, mit Abb.
[2]) Revue industrielle, 8. Aug. 1896, S. 314, mit Abb.

des Wurmrades *f* und dessen lotrechter Welle — ein Stirnrad betrieben, welches in einen an *d* befestigten Zahnkranz greift. Um die Drehgeschwindigkeit des Balkens *a* dem Halbmesser, mit welchem sich der Stichel bewegt, anpassen zu können, dienen zum Antrieb der Maschine Stufenrollen und auswechselbare Rädervorgelege. In kleineren Abmessungen läßt sich diese Bogenhobelmaschine wie folgt ausführen: der Arm, an welchem der Stichelschlitten verschoben wird, sitzt fest auf einer vielleicht lotrechten, jedenfalls gut gelagerten Welle und dreht sich mit dieser hin und her; ihr gegenüber befindet sich die vielleicht verstellbare Aufspannplatte.[1])

Hülse & Co. haben die Bogenhobelmaschine mit der Seitenhobelmaschine vereinigt und hierdurch ein ungewöhnlich vielseitiges Werkzeug geschaffen.[2]) Der Arm *b* — von etwa 2 m Länge — an welchem

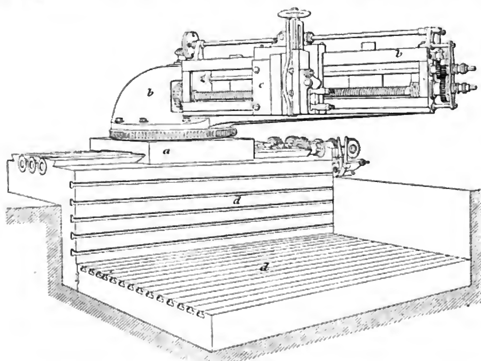


Fig. 605.

der Stichelschlitten *c* (Fig. 605) verschiebbar ist, wird durch Wurm und Wurmrad auf dem Bettschlitten *a* gedreht; *d* bezeichnet Aufspannplatten. Es kann nun die Drehbewegung des Balkens *b* die raschere Arbeitsgeschwindigkeit haben, während *c* sich mit der Schaltbewegung längs des Balkens *b*, oder der an *c* geführte Schlitten sich quer gegen *b* verschiebt. Dann arbeitet die Maschine als Bogenhobelmaschine. Oder es können die Bewegungsarten gegeneinander verwechselt werden, so nimmt der Stichel strahlenförmig auslaufende Späne ab. Es läßt sich aber auch dem Bettschlitten *a* die Arbeits- oder Schaltbewegung geben, während eine der anderen Beweglichkeiten die zweite Bewegungsart ausführt. So ist die Verwendungsweise der Maschine eine sehr mannigfaltige.

Schließlich möge an Hand der Fig. 606 eine ältere Bogenhobelmaschine

[1]) Dingl. polyt. Journ. 1873, Bd. 209, S. 8, mit Abb.
[2]) American Machinist, 15. Okt. 1896, mit Schaubild.

beschrieben werden, welche die Eigenart einer anderen Familie kennzeichnet. Die für das Bild gewählte Ausführungsform ist für das Bearbeiten der Innenflächen von Radsternen bestimmt. *w* bezeichnet ein Stück eines Radsternkranzes; er ist auf einen Tisch befestigt, welcher in seiner Ausbildung dem der gewöhnlichen Stoßmaschine (S. 38) gleicht. Der Stichel *s* steckt im Ende des gebogenen Hebels *a*, der um einen festen Bolzen schwingen kann und durch Kurbel und Schleife betätigt wird. Die Schaltbewegung hat der Aufspanntisch.

B. Die spanabnehmenden Werkzeugmaschinen, bei denen der gegensätzliche Hauptweg zwischen Stichel und Werkstück kreisrund ist, welche demnach stetig arbeiten, unterscheiden sich von den unter *A* angeführten durch die Art der Zuschiebung. Bei letzterer erfolgt sie aus bereits angegebenen Gründen ruckweise, während bei der stetig arbeitenden Maschine auch die Zuschiebung stetig sein soll.

Jeder vollen Drehung, also dem Arbeitsweg $D \cdot \pi$ (Fig. 607) entspricht die Zuschiebung Δ. Wählt man sowohl die Arbeitsgeschwindigkeit u als auch

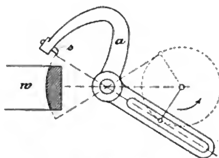


Fig. 606.

Fig. 607.

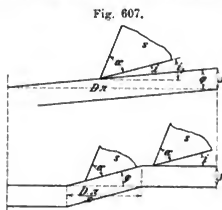


Fig. 608.

die Zuschiebungsgeschwindigkeit v gleichförmig, so ist der gegensätzliche Weg der Schneide zum Werkstück eine Schraubenlinie, deren Neigungswinkel φ ausgedrückt wird durch:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{v}{u} = \frac{\Delta}{D \cdot \pi}$$

und der wirkliche Ansatzwinkel i ist um den Winkel φ kleiner als der beim Schleifen des Stichels s gemessene Winkel i_1. Findet dagegen die Zuschiebung nur während eines Teiles des Arbeitswegs, z. B. nur auf der Arbeitslänge $\frac{D \cdot \pi}{x}$ (Fig. 608) statt, so wird φ dementsprechend größer. Da, wo keine Zuschiebung stattfindet, ist der wirkliche Ansatzwinkel i so groß, wie der am Stichel gemessene i_1, während des Zuschiebens beträgt er $i_1 - \varphi$, wird also erheblich kleiner, vielleicht $= 0$, vielleicht sogar negativ! Es ist demnach solch ruckweises Zuschieben im allgemeinen zu verwerfen; am wenigsten treten seine Mängel bei großen Durchmessern und kleinem Δ hervor.

Was das Ableiten der Zuschiebung anbelangt, so ist selbstverständlich, daß man von der Arbeitsspindel oder von einer mit dieser in festem Umdrehungsverhältnis stehenden Welle ausgeht. Man will ein bestimmtes

$\varDelta$ für jede ganze Drehung der Arbeitsspindel, so daß die Beziehungen sehr einfache sind. Würde man die Zuschiebung von einer anderen Welle aus antreiben, so würde jedes Ändern der Drehgeschwindigkeit ein anderes $\varDelta$ herbeiführen.

Von den hierher gehörenden Maschinen gehört der erste Platz, schon ihres Alters wegen,[1]) der

1. Drehbank.

Sie unterscheidet sich von den übrigen Maschinen derselben Gruppe dadurch, daß regelmäßig das Werkstück sich dreht, während dem Werkzeug die Schaltbewegung zufällt. Nicht selten jedoch wird die Drehbank mit Hilfsvorrichtungen versehen, vermöge welcher sie gelegentlich anders arbeiten kann.

Sie nimmt die Werkstücke entweder zwischen Spitzen auf und heißt dann Spitzendrehbank, oder ihre Arbeitsspindel ist behufs Befestigens des Werkstückes mit einer Planscheibe oder einem Futter versehen, in welchem Falle sie Planbank oder Kopfbank heißt.

Es dreht sich das Werkstück regelmäßig so, daß die Schneide des Stichels nach oben gerichtet ist (vgl. Fig. 48 u. 50, S. 41); ausnahmsweise benutzt man die entgegengesetzte Drehrichtung und zwar aus folgenden Gründen. Bei der gewöhnlichen Drehrichtung drückt der Arbeitswiderstand senkrecht nach oben, versucht also die das Werkstück stützende Drehbankspindel zu heben. Da nun ein gewisser, wenn auch sehr geringer Spielraum zwischen Zapfen und Lagern der Drehbankspindel sich vorfindet, so kann hierdurch die Lage der letzteren unsicher werden: ist die nach unten gerichtete Belastung der Spindel (einschließlich des zugehörigen Teiles ihres eigenen Gewichtes) etwa so groß wie der auf die Spindel zurückwirkende Arbeitswiderstand, so kann — weil der letztere schwankt — die Drehbankspindel bei gewöhnlicher Drehrichtung wechselnd gegen die obere und dann gegen die untere Lagerfläche gedrückt werden. Auch die elastische Nachgiebigkeit der Drehbankspindel wirkt in gleichem Sinne.

Bei den meisten Dreharbeiten spielen diese Umstände keine Rolle. Sie sind leichter als der Arbeitswiderstand, und werden deshalb immer nach oben gedrückt und dieser Druck vielfach auf kürzestem Wege durch die Brille (S. 138) aufgehoben, oder es sind die Werkstücke so schwer, daß der betreffende Gewichtsteil den Arbeitswiderstand stets überwiegt, oder endlich: der geforderte Genauigkeitsgrad gestattet die durch die erwähnten Zitterungen entstehenden Ungenauigkeiten.

Liegt keiner dieser Fälle vor, so löst die „verkehrte" Drehrichtung die Schwierigkeit, weil bei dieser sowohl der Arbeitswiderstand als auch das Eigengewicht von Werkstück und Spindel die letztere nach unten drücken, so daß zwar ein Wechsel in der Größe, nicht aber in der Richtung dieses Andrucks eintritt, die führenden Flächen also stets in sicherer Fühlung bleiben.

Es kommt die „verkehrte" Drehrichtung insbesondere beim Ausbohren an der Planscheibe befestigter Werkstücke vor, ist aber auch bei anderen Arbeiten zuweilen nützlich.

a) Die Spitzendrehbank. Über die Stützung der Werkstücke ist S. 132 u. f. ausführlich die Rede gewesen. Sie verlangt Einstellbarkeit der

[1]) Vgl. Z. 1895, S. 1097.

Spitzenentfernung, welche durch Verstellbarkeit des Reitnagels und des Reitstockes gewonnen wird, und möglichst sichere, unnachgiebige Lage der Spitzen. Aus letzterer Bedingung folgt, daß in der Regel Reitnagel wie Reitstock nach ihrer Verstellung festgeschraubt oder festgeklemmt werden. Auch hierüber ist das Nötige bereits früher gesagt.

Das Verschieben des Reitstockes auf dem Bett der Drehbank geschieht bei kleineren Drehbänken mittels der Hand. Wenn die unmittelbar einwirkende Hand — wegen zu großen Reitstockgewichts — hierfür nicht ausreicht, so lagert man am Reitstock die Welle eines Rädchens, welches in eine am Bett der Drehbank angebrachte Zahnstange greift, und versieht die Welle mit einer Handkurbel oder erforderlichen Falles mit einer Ratsche. Ausnahmsweise wird für die Verschiebung des Reitstockes Maschinenkraft verwendet.

Wenn die am Spindelstock befindliche Spitze eine „tote" ist, so bedarf es keiner besonderen Vorkehrungen zur Gewinnung unnachgiebiger

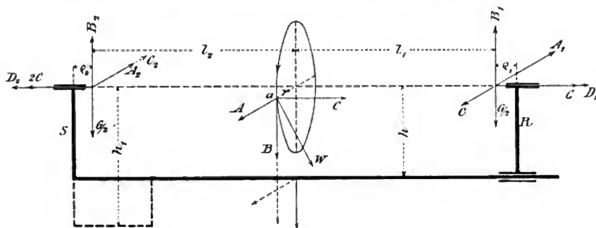


Fig. 609.

Lage, da sie ihren Ort nicht ändert. Steckt die Spitze in der Arbeitsspindel, so hängt ihre genaue Lage und die Sicherheit derselben von der Lagerung der Arbeitsspindel ab. Diese ist früher (S. 79 und 81) genügend erörtert. Es ist demnach, soweit die Sicherheit der gegenseitigen Lage in Frage kommt, nur das Verbindungsglied zwischen Spindel- und Reitstock, das Bett der Drehbank, noch eingehender zu erörtern, zumal dieses auch dem Stichel unter Vermittlung der zugehörigen Schlitten die nötige Stützung bieten muß.

α. Die Kräfte, welche zwischen dem Stichel und den das Werkstück stützenden Spitzen wirken, sowie das Gewicht des Werkstücks, das Eigengewicht des Bettes und dessen, was auf ihm ruht, sind in erster Linie maßgebend für die Gestaltung und die Abmessungen des Bettes. Ich will versuchen, die Wirkungsweise dieser Kräfte mit Hilfe der Fig. 609 zu erläutern. Das durch ein Oval angedeutete Werkstück übt auf die bei a befindliche Schneide des Stichels einen Druck W aus, welcher zerlegt werden kann, in einen wagerecht und rechtwinklig zur Drehbankachse liegenden Zweig A, einen lotrecht und rechtwinklig zur Drehbankachse gerichteten Zweig B und einen Zweig C, der zur Drehbankachse gleichlaufend ist. Durch Rast und Bettschlitten werden zunächst A und B derartig auf das

Bett übertragen, daß A das Bett nach vorn, B dasselbe nach unten durchzubiegen sucht.

Das Werkstück stützt sich, um dem Sticheldruck nicht auszuweichen, auf die Spitzen der Drehbank, welche hierdurch belastet werden, durch die Kräfte:

$$B_1 = \frac{l_2}{l_1 + l_2} \cdot B; \qquad B_2 = \frac{l_1}{l_1 + l_2} \cdot B \quad . \; . \; . \; . \quad (78)$$

$$A_1 = \frac{l_2}{l_1 + l_2} \cdot A; \qquad A_2 = \frac{l_1}{l_1 + l_2} \cdot A \quad . \; . \; . \; . \quad (79)$$

Die Kraft C ist in der Regel nach rechts gerichtet, ausnahmsweise aber auch nach links. Im letzteren — negativen — Falle drückt C das Werkstück gegen die Reitstock-, im ersteren Falle gegen die Spindelstockspitze. C wirkt außerdem unter Vermittlung von Rast und Bettschlitten durch die Momente:

$C \cdot h$ in lotrechter . . . . (80)

$C \cdot r$ in wagerechter . . . . (81)

Ebene biegend auf das Bett, und unter Vermittlung des Werkstücks auf die Spitzen mit dem Kräftepaar:

$$C_1 = C_2 = \frac{r}{l_1 + l_2} C \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (82)$$

Quer gegen die Achse des Drehbankbettes treten hiernach folgende Momente auf:

am Reitstock angreifend rechtsdrehend:

$$(A_1 - C_1) \cdot h; \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (83)$$

am Spindelstock angreifend, rechtsdrehend:

$$(A_2 + C_2) h + B \cdot r \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (84)$$

weil die Drehung des Werkstückes vom Spindelstock ausgeht; an dem Bettschlitten angreifend, linksdrehend:

$$A \cdot h + B \cdot r \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (85)$$

In bezug auf $B \cdot r$ in Gl. 84 möge bemerkt werden, daß die verschiedenartige Inanspruchnahme der Spitzen, welche von den Mitnehmern herrührt (vgl. S. 143), an den auf das Bett drehend einwirkenden Momenten nichts ändert.

Es ist:

$$(A_1 - C_1) \cdot h + (A_2 + C_2) h + B r = A \cdot h + B \cdot r$$

oder

$$\left\{ A \left(\frac{l_2}{l_1 + l_2} + \frac{l_1}{l_1 + l_2} \right) - C_1 + C_2 \right\} h = A \cdot h$$

$$A \cdot h = A \cdot h$$

d. h., was man als selbstverständlich hätte voraussetzen können: es halten sich diese Momente das Gleichgewicht. Das Bett wird zwecks dieses Ausgleichs quer zu seiner Achse zu verdrehen versucht:

zwischen Arbeitsstelle und Reitstock durch das Moment:

$$(A_1 - C_1) h = \left(\frac{l_2}{l_1 + l_2} \cdot A - \frac{r}{l_1 + l_2} \cdot C \right) h = \frac{l_2 \cdot A - r \cdot C}{l_1 + l_2} h \quad . \quad (86)$$

zwischen Arbeitsstelle und Spindelstock durch das Moment:

$$(A_2 + C_2)\,h + B\,r = \left(\frac{l_1}{l_1 + l_2}\cdot A + \frac{r}{l_1 + l_2}\,C\right)h + B\cdot r$$

$$= \frac{l_1\,A + r\,C}{l_1 + l_2}\,h + B\,r. \quad \ldots\ldots \quad (87)$$

Wenn, wie häufig der Fall, das Bett vor dem Spindelstock nach unten gekröpft ist, so ist für diesen gekröpften Teil in den Ausdruck 85 der Abstand seiner Schwerachse von der Spitzenachse, also h_1 statt h einzusetzen.

Zur Belastung der Spitzen in ihrer Achsenrichtung tragen die quer zu dieser Achse gerichteten, von dem Werkstück ausgeübten Drücke deshalb bei, weil sie auf die Kegelfläche der Spitze, deren Spitzenwinkel α heißen mag, wirken. Es sind das die folgenden Kräfte: Die Hälfte des Werkstückgewichts G, wenn das Werkstück walzenförmig ist, an beiden Spitzen; A_2, B_2 und C_2 an der Spindelstock-, sowie A_1, B_1 und C_1 an der Reitstockspitze. Da $\frac{G}{2}$ dem B_2, bzw. B_1 gerade entgegengesetzt ist, so wirkt in lotrechter Richtung $B_2 - \frac{G}{2}$, bzw. $B_1 - \frac{G}{2}$, welche Werte zuweilen positiv, zuweilen negativ ausfallen. In wagerechter Richtung wirkt A_2 und C_2, bzw. A_1 und C_1. Hiernach ist die Mittelkraft der quer gegen die Spitzenachse wirkenden Kräfte:

an der Reitstockspitze:

$$\sqrt{\left(B_1 - \frac{G}{2}\right)^2 + (A_1 - C_1)^2} \quad \ldots\ldots \quad (88)$$

an der Spindelstockspitze:

$$\sqrt{\left(B_2 - \frac{G}{2}\right)^2 + (A_2 + C_2)^2} \quad \ldots\ldots \quad (89)$$

und die hieraus entstehenden Drücke D_1, bzw. D_2 in der Achsenrichtung:

$$D_1 = \sqrt{\left(B_1 - \frac{G}{2}\right)^2 + (A_1 - C_1)^2}\cdot \mathrm{tg}\,\frac{\alpha}{2} \quad \ldots \quad (90)$$

$$= \sqrt{\left(\frac{l_1}{l_1 + l_2}\cdot B - \frac{G}{2}\right)^2 + \left(\frac{l_2}{l_1 + l_2}\cdot A - \frac{r}{l_1 + l_2}\cdot C\right)^2}\cdot \mathrm{tg}\,\frac{\alpha}{2} \quad . \quad (91)$$

$$D_1 = \frac{\sqrt{[l_2\cdot B - G/2\,(l_1 + l_2)]^2 + [l_2\cdot A - r\cdot C]^2}}{l_1 + l_2}\cdot \mathrm{tg}\,\frac{\alpha}{2} \quad . \; . \quad (92)$$

und ebenso:

$$D_2 = \sqrt{(B_2 - G/2)^2 + (A_2 + C_2)^2}\cdot \mathrm{tg}\,\frac{\alpha}{2}$$

$$= \sqrt{\left(\frac{l_1}{l_1 + l_2}\cdot B - G/2\right)^2 + \left(\frac{l_1}{l_1 + l_2}\cdot A + \frac{r}{l_1 + l_2}\cdot C\right)^2}\cdot \mathrm{tg}\,\frac{\alpha}{2}$$

$$D_2 = \frac{\sqrt{[l_1\cdot B - G/2\,(l_1 + l_2)]^2 + [l_1\,A + r\cdot C]^2}}{l_1 + l_2}\,\mathrm{tg}\,\frac{\alpha}{2} \quad . \; . \quad (93)$$

Man könnte an dieser Stelle noch die Querkraft berücksichtigen, welche von dem Mitnehmer herrührt (vgl. S. 143). Dadurch würde aber

die Rechnung verwickelter. Da anzunehmen ist, daß man gegenwärtig einen selbstausgleichenden Mitnehmer anwenden wird, wenn die durch den einfachen Mitnehmer verursachte einseitige Belastung der Spitze sehr groß ausfällt, so will ich diese einseitige Belastung vernachlässigen.

Es ist aber noch eine ergänzende Kraft E in Rechnung zu stellen. Die Kräfte D_1 und D_2, Gl. 92 und 93, sind nur zufällig einander gleich; in der Regel ist die eine größer als die andere. Wenn nun z. B. der Druck D_1 kleiner ausfällt als der Druck D_2, d. h. die den ersteren hervorbringende Querkraftsumme die an der andern Spitze wirkende überwiegt, so tritt der durch Fig. 610 in stark übertriebenem Grade dargestellte Zustand ein, wenn das die erwähnte ergänzende Kraft nicht hindert: es gleitet das Werkstück auf der linksseitigen Spitze aus, bis die rechtseitige Spitze einen dem D_2 gleichenden Gegendruck leistet. Um nicht den durch Fig. 610 versinnlichten Zustand eintreten zu lassen, muß die rechtsseitige Spitze von vornherein — vor dem Arbeiten, mit dem die D_1 und D_2 hervorbringenden Querkräfte zum Teil erst auftreten — den Druck $D_2 - D_1$ oder einen größeren in der Richtung nach links ausüben. Dieser Druck wirkt selbstverständlich vor dem Arbeiten auch auf die andere Spitze. Wenn $D_1 > D_2$ ist, so beträgt der von vornherein hervorzubringende Druck $D_1 - D_2$, andernfalls $D_2 - D_1$. Demnach ist der größte Unterschied der beiden Drücke D_1 und D_2 wegen der soeben erörterten Gründe als Anfangsdruck anzusetzen.

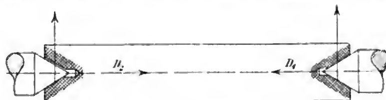


Fig. 610.

Man kann den Wert dieses größten Unterschiedes rechnerisch bestimmen; ich verzichte darauf, weil der fragliche Druck nicht auf Grund des Rechnungsergebnisses, sondern nach dem Gefühl bzw. der Schätzung des Arbeiters bemessen wird.

Es ist der hier erwähnte Druck nur ein Teil des von vornherein anzuwendenden Ergänzungsdruckes E.

Es sei — nach Fig. 609 — angenommen, daß von rechts nach links gearbeitet werden soll, also der Zweig C des zwischen Stichel und Werkstück auftretenden Druckes auf den Stichel nach rechts, auf das Werkstück nach links wirkt. In dem Augenblicke, in welchem der Stichel zu arbeiten beginnt, also C zur Geltung kommt, wird die Reitstockspitze um diesen Betrag entlastet, oder, wenn eine genügende Belastung nicht vorliegt, das Werkstück auf der Reitstockspitze locker. Letzteres ist selbstverständlich unzulässig, und wird vermieden, indem man vor Beginn der Arbeit die Spitzen mit mindestens C andrückt. Der Ergänzungsdruck E setzt sich hiernach aus zwei Teilen zusammen, deren absolute Werte in der Regel zusammenzuzählen sind, da, wenn C gegen die linksliegende Spitze drückt, mit seltenen Ausnahmen auch D_2 den größeren Wert hat, also beide Beträge die rechts liegende Spitze entlasten; ebenso umgekehrt.

Der Arbeiter hat den Druck nach Schätzung hervorzubringen, weshalb

die von ihm herrührende Beanspruchung der Maschine nicht mit Sicherheit festgestellt werden kann. Um ihn in den folgenden Rechnungen überhaupt einstellen zu können, sei

$$E = 2\,C \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (94)$$

angenommen, so daß während des Arbeitens in der Achsenrichtung die Drücke stattfinden:

gegen die Spindelstockspitze:

$$\mathfrak{D}_2 = D_2 + E = D_2 + 2\,C \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (95)$$

gegen die Reitstockspitze:

$$\mathfrak{D}_1 = D_1 + E - C - (D_2 - D_1) = \text{rund } D_1 + C. \quad . \quad . \quad (96)$$

Hiernach beträgt das Moment, welches das Bett in der Nähe des Spindelstockes in lotrechter Ebene zu biegen versucht:

$$(D_2 + 2\,C)\,h, \text{ bzw. } (D_2 + 2\,C)\,h_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (97)$$

und das dem Reitstock naheliegende:

$$(D_1 + C)\,h \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (98)$$

Vernachlässigt man in Gl. 92 und 93 das G und r, setzt $\alpha = 90^0$, $A = B = C$ als größte Werte $= W$, so erhält man als größten Achsendruck gegen die Spindelstockspitze:

$$\mathfrak{D}_2 = 1{,}4\,W + 2 \cdot W = 3{,}4 \cdot W$$

und gegen die Reitstockspitze

$$\mathfrak{D}_1 = 1{,}4\,W + C = 2{,}4\,W.$$

Unter dem Stichel ist das Moment, welches das Bett in gleichem Sinne zu biegen versucht, ein anderes, weil die Kraft B, das Gewicht Q des Schlittens, das Gewicht $q \cdot l$ des Bettes und die Kraft C zum Teil entlastend wirken. Es lohnt sich nicht, hierauf näher einzugehen.

Das gleiche gilt von den Biegemomenten $(A_2 - C_2)\,s_2$ und $(A_1 + C_1)\,s_1$, welche bei der Biegung des Bettes in wagerechter Richtung beteiligt sind. Man wird sie ihrer Kleinheit halber vernachlässigen. Im übrigen wirkt in wagerechter Ebene unter der Arbeitsstelle das Moment

$$(A + C_2)\,l_2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (99)$$

biegend auf das Bett.

Aus den in der Achsenrichtung liegenden Kräften ergibt sich ohne weiteres eine zusätzliche Zugspannung für das Bett:

auf die Länge l_1 von $C + D_1$ . . . . . (100)

auf die Länge l_2 von $2\,C + D_2$ . . . . . (101)

welche indes ihrer Geringfügigkeit halber bedeutungslos sind.

Man wird nun zunächst geneigt sein, die hier abgeleiteten Kräfte bzw. Momente rechnerisch zur Prüfung der Festigkeit des Bettes zu benutzen. Bei der versuchsweisen Berechnung der durch jene Kräfte hervorgerufenen Spannungen, und zwar bei sehr verschiedenen Drehbänken, findet man aber bald, daß die Inanspruchnahme der Festigkeit des Bettes eine äußerst geringe ist, so daß sie unbeachtet bleiben kann. Ein Beispiel möge diese Angabe erläutern.

Fig. 611 sei der Querschnitt des Bettes einer Drehbank mit 30 cm Spitzenhöhe. Das Widerstandsmoment, bezogen auf die wagerechte Schwerpunktachse, welche 13,2 cm unter der Bettoberfläche liegt, beträgt $S_A = 24\,630$ cm.

Nimmt man nun an: $l_1 = 150$ cm; $l_2 = 150$ cm; $h = 30 + 13,2 = 43,2$ cm; $A = 200$ kg; $B = 1300$ kg; $C = 1200$ kg; $G = 120$ kg; $r = 10$ cm; $\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2} = 0,7$, so gilt für die Biegung in der Nähe des Spindelstockes nach Gl. 101:

$$(D_2 + 2\,C)\,h = J_A \cdot \sigma$$

wenn σ die Spannung für 1 qcm bezeichnet.

Da nun nach Gl. 93:

$$D_2 = \frac{\sqrt{[l_1 \cdot B - G/2\,(l_1 + l_2)]^2 + [l_1\,A + r \cdot C]^2}}{l_1 + l_2} \cdot \operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}$$

$$= \frac{\sqrt{[150 \cdot 1300 - 60 \cdot 300]^2 + [150 \cdot 200 + 10 \cdot 1200]^2}}{300} \cdot 0,7$$

$D_2 = \sim 425$ kg ist, also

$$(425 + 3 \cdot 1200) \cdot 43,2 = 24\,630 \cdot \sigma,$$

so ergibt sich für σ:

$$\sigma = \sim 7 \text{ kg}.$$

Ähnliche Ergebnisse liefern andere, für die fragliche Drehbank mögliche Annahmen. Auch in bezug auf das Verdrehen des Drehbankbettes gelangt man auf derartige geringfügige Spannungen. Beachtung verdienen indessen die elastischen Verbiegungen bzw. Verdrehungen.

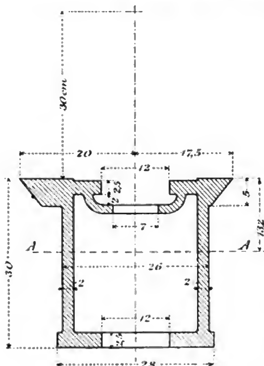


Fig. 611.

Zu deren Würdigung ist nötig, diejenige Durchbiegung zu berücksichtigen, welche das Drehbankbett infolge seines eigenen Gewichtes erfährt. Zur Berechnung dieser Durchbiegung sei 300 cm Stützenentfernung angenommen. Auf diese Länge wiegt das Drehbankbett 580 kg und beträgt die Durchbiegung in der Mitte:

$$f_1 = \frac{580}{E \cdot J_A} \cdot \frac{5 \cdot l^3}{384}$$

also für $E = 1\,000000$, $l = 300$ cm

$$f_1 = 0,0083 \text{ cm oder } 0,083 \text{ mm}.$$

Diese Durchbiegung ist gering; sie läßt sich noch mindern, wenn man das Drehbankbett während seiner Bearbeitung ebenso stützt, wie bei seiner späteren Benutzung.

Durch den Druck, welchen — bei obigem Beispiel — die Spitzen in

ihrer Achsenrichtung erfahren, wird eine nach oben gerichtete Durchbiegung f_2 durch das Moment (vgl. Gl. 97, S. 297):

$$(D_2 + 2\,C)\,h = (425 + 2 \cdot 1200)\,43{,}2$$

hervorgerufen, welche — unter Vernachlässigung anderer Inanspruchnahmen — beträgt:

$$f_2 = \frac{(D_2 + 2\,C)\,h}{E + J_A} \cdot \frac{l^2}{8} = 0{,}056 \text{ cm oder } 0{,}56 \text{ mm}$$

also fast 7 mal so groß ist, als die Durchbiegung f_1. Nach Umständen heben sich diese beiden Durchbiegungen gegenseitig auf, nach Umständen kommen sie wenig zur Geltung. Die Durchbiegung f_2 kann so groß wie berechnet nur werden, wenn der stärkste Schnitt angewendet wird also beim Schruppen, während sie beim Schlichten viel kleiner ausfällt. Demgemäß macht sich die Durchbiegung nicht so fühlbar, als man zunächst anzunehmen geneigt ist.

Die Verdrehung des Bettes ist nicht beträchtlich. Nach Gl. 87 ist das zwischen Arbeitsstelle und Spindelstock verdrehend wirkende Moment:

$$M_d = \frac{l_1 \cdot A + r\,C}{l_1 + l_2} \cdot h + B\,r.$$

Ändert man nun, um einen möglichst großen Verdrehungswinkel zu erhalten, die Angriffsweise des Stichels dahin, daß

$$A = 1200 \text{ kg}, \qquad B = 1300 \text{ kg}, \qquad C = 200 \text{ kg ist},$$

und nimmt r zu 20 cm an, so wird das Moment:

$$M_d = \frac{150 \cdot 1200 + 20 \cdot 200}{300} \cdot 43{,}2 + 1300 \cdot 20 = 52\,496.$$

Da das auf die lotrechte Mittelachse des Bettes bezogene Trägheitsmoment = 30 730 und das polare = 55 360 ist, so beträgt der Verdrehungswinkel auf 150 cm Bettlänge ψ und die hierdurch hervorgerufene Verschiebung der Spindelstockspitze:

$$\psi \cdot h = \frac{1{,}2 \cdot 52\,496 \cdot 150 \cdot 55\,360}{4 \cdot 24\,630 \cdot 30\,730 \cdot 400\,000} \cdot 43{,}2 = 0{,}01866 \text{ cm},$$

wenn der Schubelastizitätsmodul zu 400000 und die Wertziffer zu 1,2 angenommen wird. Es beträgt daher dieses Ausweichen der Spindel etwa 0,2 mm.

In bezug auf die Lage des Stichels gegenüber dem Werkstück gesellt sich diesem Betrage die Nachgiebigkeit der Teile, welche die Schneide gegen das Bett abstützen. Verbindet man jedoch das Werkstück mittels einer Brille (S. 138) auf möglichst kurzem Wege mit dem Stichel, so kommt nicht allein die zuletzt genannte Nachgiebigkeit fast ganz in Wegfall, sondern auch jenes Ausweichen der Spitzen. Hieraus folgt der hohe Wert namentlich der recht nahe an der Arbeitstelle angreifenden Brille.

Für die Durchbiegung des Bettes in wagerechter Ebene will ich eine beispielsweise Zahlenrechnung sparen, da sie ohne weiteres als klein erkannt werden kann.

Es läßt sich das Ergebnis der bisherigen Erörterung wie folgt zusammenfassen:

1. Die Abmessungen der Drehbankbetten, wie sie sich durch die Erfahrung als notwendig ergeben haben, sind so groß, daß ihre Berechnung auf Grund der Bruchfestigkeit keinen Wert hat.

2. In manchen Fällen kann die Berechnung der elastischen Nachgiebigkeit von Wert sein. Sie setzt voraus: die genaue Angabe der Arbeitsweise und der hieraus sich ergebenden Kräfte, sowie die Angabe der in dem besondern Fall als zulässig anzusehenden Durchbiegung.

Demgemäß werden die Abmessungen der Drehbankbetten regelmäßig nach dem praktischen Gefühl bestimmt, dem aus der Praxis entstandene Regeln zu Hilfe kommen. Von den letzteren führe ich an, daß die Höhe des Drehbankbettes, je nach der Entfernung der Stützen, etwa dem 0.8



Fig. 612.



Fig. 613.



Fig. 614.

bis 1,1 fachen der Spitzenhöhe gleich genommen wird und die Breite etwa gleich der Spitzenhöhe bis zu dem 1,6 fachen derselben. Rücksichten auf den gesamten Bau veranlassen nicht selten, die angegebenen Grenzwerte nach oben oder unten zu überschreiten.

Jedenfalls wird großer Wert auf die Starrheit des Bettes sowohl gegen Biegung als auch gegen Verdrehung gelegt. Sie hängt ab von dem

β. Querschnitt des Bettes. Noch zu Anfang des 19. Jahrhunderts wurde das Drehbankbett aus Holz gefertigt; zwei Bohlen wurden als Wangen (nach Fig. 612) so nebeneinander gelegt, daß der zwischen ihnen bleibende freie Raum die Befestigung des Reitstockes und der Auflage

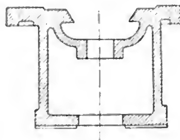


Fig. 615.

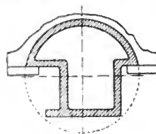


Fig. 616.

bzw. der „Rast" erlaubte. Diese Querschnittsgestalt ist vorbildlich auch für eiserne Betten. Calla steifte die aus Gußeisen bestehenden und deshalb verhältnismäßig dünnen Wangen (nach Fig. 613) durch wagerechte Rippen ab.[1]) Fox verwendete die durch Fig. 614 dargestellte Querschnittsgestalt;[2]) die oberen Ränder der eigentlichen Wangen dienten als Führungen für die Bettplatte, während der Reitstock sich auf die tiefer belegenen Leisten stützte (vgl. S. 69). Die heute am häufigsten vorkommenden Querschnittsformen gehen ebenfalls von den beiden Wangen aus, die jedoch besser

[1]) Bulletin de la société pour l'encouragement de l'industrie nationale, 1830, S. 419, mit Abb.

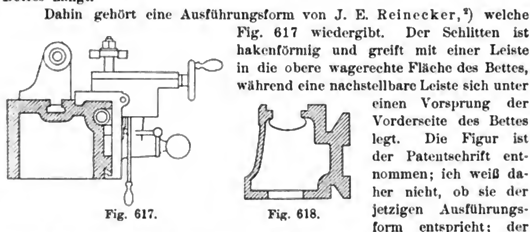
[2]) Berliner Verhandl. 1831, S. 144, mit Abb.

gegeneinander abgesteift sind, um ihnen möglichste Starrheit zu verleihen, wie Fig. 611 und 615 zeigen; man verbindet die beiden lotrechten Langwände durch Querwände und wagerechte Platten, welche zugunsten bequemer Herstellung durchbrochen sind. Ein derartiges Bett bildet gewissermaßen eine vierkantige Röhre.

Es fehlt nicht an Vorschlägen, nach welchen dieser Röhre ein kreisrunder Querschnitt gegeben werden soll; sie sind indes wenig beachtet, und zwar einesteils, weil die kreisrunde Röhre weniger widerstandsfähig gegen Biegungen ist als die vierkantige, vor allem aber wegen der Schwierigkeit, die erforderlichen Führungsstäbe anzubringen. Der Glombsche Querschnitt,[1]) welchen Fig. 616 zeigt, wird hierin eine Änderung nicht hervorbringen.

Die vierkantige Röhre erleichtert die Ausbildung der Führungsstäbe. Bei den Ausführungsweisen, welche Fig. 611 bis 615 darstellen, legt sich der Bettschlitten quer über das Bett (vgl. S. 92 u. 94) und beschränkt hierdurch den für das Werkstück verfügbaren Raum. Neuerdings sind Anordnungen bekannt gegeben, bei welchen der Schlitten an der Vorderseite des Bettes hängt.

Dahin gehört eine Ausführungsform von J. E. Reinecker,[2]) welche Fig. 617 wiedergibt. Der Schlitten ist hakenförmig und greift mit einer Leiste in die obere wagerechte Fläche des Bettes, während eine nachstellbare Leiste sich unter einen Vorsprung der Vorderseite des Bettes legt. Die Figur ist der Patentschrift entnommen; ich weiß daher nicht, ob sie der jetzigen Ausführungsform entspricht; der vorliegenden Ausbildung fehlt der Ausgleich für die seitliche Abnutzung der oberen Leiste. Lister[3]) legt den Schlitten überhaupt nur an die Vorderseite, und ebenso verfahren Fischer & Winsch.[4]) Fig. 618 ist ein Querschnitt des Drehbankbettes der letzteren. Man sieht aus dem Bilde, daß die Gleitflächen der oberen Leiste recht groß gewählt sind, was zweckmäßig sein dürfte, weil die von ihr aufzunehmenden Drücke erheblich größer ausfallen als bei den auf der oberen Fläche des Bettes gleitenden Schlitten.


Fig. 617. Fig. 618.

An die v. Pittlersche Bettquerschnittsgestalt sei hier nur erinnert (vgl. Fig. 116, S. 59).

Einen gewissen Einfluß auf die Wahl des Drehbankbettquerschnitts hat die nötige Rücksichtnahme auf die zur Verschiebung der Bettplatte, nach Umständen auch des Querschlittens, dienenden Mittel. Zur Verschiebung der Bettplatte benutzt man eine Schraube, welche man Leitspindel nennt, oder eine am Bett feste Zahnstange. In letztere greift ein Zahnrad, dessen Welle an der Bettplatte gelagert ist und durch Räder-

[1]) D.R.P. No. 53 864.
[2]) D.R.P. No. 47 342.
[3]) Dingl. polyt. Journ. 1892, Bd. 285, S. 158, mit Schaubild.
[4]) D.R.P. No. 75 709. Z. 1902, S. 1259, mit Abb.

werk betrieben wird, welches die Bettplatte mit sich führt. Eine gleichlaufend zum Bett liegende lang genutete Welle betätigt das Räderwerk.

Die Zahnstange mit zugehörigem Rad und Triebwerk ist billiger als die Leitspindel und Zubehör, dagegen die Verschiebung durch letztere genauer als die durch Zahnstange und Rad. Man verwendet deshalb, wenn die Bettplattenverschiebung zum Zweck des Gewindeschneidens stattfinden soll, regelmäßig die Leitspindel. Drehbänke, welche nicht zum Gewindeschneiden bestimmt sind, werden dagegen mit der Zahnstange ausgerüstet. Soll die Drehbank zuweilen gute Gewinde schneiden, zuweilen aber nur schlichte Arbeit liefern, so wird sie meistens sowohl mit einer Leitspindel als auch mit einer Zahnstange versehen, um erstere ausschließlich für das Gewindeschneiden zu verwenden.

Es ist nun die Lage der Leitspindel und der Zahnstange für den Gleitwiderstand des Bettschlittens wichtig (vgl. das Rechnungsverfahren, S. 73 u. f.); man sucht beide dem Stichelweg so nahe als möglich zu legen. Bei älteren Drehbänken findet man demgemäß die Leitspindel oft zwischen den Wangen liegend; behufs besserer Zugänglichkeit der Schraube wie des zugehörigen Mutterschlosses wird jetzt vorgezogen, die Leitspindel vor dem Bett anzubringen, und zwar womöglich so, daß das Bett die Leitspindel schützend überragt. Die Einseitigkeit der Querschnittsgestalt, welche die Fig. 611, 615 und 616 erkennen lassen, wird zum Teil durch diese Rücksichtnahme veranlaßt. Sie soll ferner das Anbringen der Zahnstange erleichtern. Diese wird nämlich unter die weiter hervorragende Leiste des Bettes gelegt, um sowohl die Zahnstange als auch das eingreifende Rad vor herabfallenden Spänen zu schützen. Um der Leitspindel, namentlich wenn sie lang ist, eine sicherere Lage zu geben, als die Zapfenlager an ihren Enden gewähren, legt man sie zuweilen in ihrer ganzen Länge in eine halbrunde Aussparung des Bettes (vgl. Fig. 617). Man stützt zu gleichem Zweck die Leitspindel durch einzelne Lager, wobei die Mutter ebenso wie bei der vorigen Ausführungsform die Leitspindel nur an einer Seite berührt (vgl. Fig. 556 u. 557, S. 263). Um in diesem Falle den einseitig auf die Mutter wirkenden Druck auf kürzestem Wege auszugleichen, wird (nach Fig. 619) der halben Mutter *m* gegenüber ein Backen *b* angebracht, in dessen Hohlfläche sich die Leitspindel mit ihrer Außenfläche legt. Die Leitspindelstütze *a* ist so dünn gehalten, daß der Backen *b* über sie hinweggleiten kann. Sonst sind für sehr lange Leitspindel selbsttätig aus-

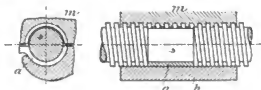


Fig. 619.

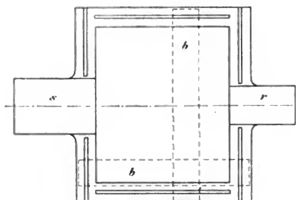


Fig. 620.

weichende Lager gebräuchlich[1]) oder Hänger, welche von dem Bett getragen werden.[2])

Das balkenförmige Bett, von dem bisher ausschließlich die Rede gewesen ist, bedingt für Werkstücke großen Halbmessers eine große Spitzenhöhe. Für derartige Werkstücke, die zugleich eine verhältnismäßig geringe Länge haben, macht man zuweilen, um die große Spitzenhöhe zu vermeiden, das Bett rahmenartig,[3]) wie die Grundrißfigur 620 angibt. Bei *s* wird der Spindelstock, bei *r* der Reitstock und auf dem mit Aufspannuten versehenen Rande des Rahmens ein verhältnismäßig leichter Balken *b* — durch gestrichelte Linien angegeben — befestigt, auf welchem der Werkzeugträger verschiebbar sitzt. Die durch Fig. 620 angegebene Grundform des Bettes wird je nach Art der zu bearbeitenden Werkstücke in mannigfacher Weise ausgestaltet, z. B. für Riemenrollen, für Trockentrommeln, für Reibräder.

Hinsichtlich der Stützung des Bettes gelten im allgemeinen dieselben Grundsätze wie bei dem Hobelmaschinenbett (S. 271). Die Fig. 621

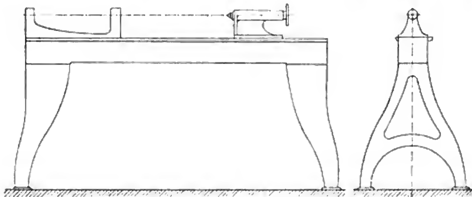


Fig. 621.

und 622 stellen Gegensätze in der Auffassung über die Aufgabe der Bettstützung dar. Nach der ersteren Figur sind gespreizte Beine angewendet, wie man sie wohl bei altfränkischen Möbeln findet. Wenn auch bei leichten Drehbänken quer gegen das Bett eine reichliche Breite der Stützung gerechtfertigt erscheint, weil der Betriebsriemen in dieser Richtung die Drehbank umzukippen versucht, so ist doch nicht zu befürchten, daß ein Umkippen der Drehbank in ihrer Mittelebene eintritt; die Länge des Bettes ist mit seltenen Ausnahmen so groß, daß auch gerade Beine in dieser Richtung weit genug voneinander den Boden treffen, um die Drehbank genügend standhaft zu machen. Eine solche sperrige Gestalt, wie die linke Seite der Figur 621 darstellt, vergrößert zweifellos unnötig das Moment, welches — vermöge des Gewichts von Bett und Bettschlitten — das Bett nach unten durchzubiegen versucht. Nur bei besonders kurzen Betten dürften derartig nach außen geschweifte Beine zweckmäßig sein, einerseits weil der Abstand der Füße ein mäßiger bleibt, anderseits weil hierdurch der nötige Raum für die Füße des Arbeiters gewonnen wird.

---

[1]) Prakt. Masch. Konstr., 7. Nov. 1901, S. 182, mit Abb.
[2]) Z. 1900, S. 1089, mit Schaubild.
[3]) Z. 1893, S. 424.

Fig. 622 stellt die Richardsche Drehbank[1]) dar. Es sind die beiden Füße gerade und nach innen gerückt, so daß ein Teil des Bettes rechts und ein anderer Teil links über den betreffenden Fuß hinwegragt. Das ist zweifellos eine zweckmäßige Anordnung, sobald das Bett einige Länge hat. Auch hat man dem Bett eine Längengestalt gegeben, die das Auge angenehm berührt, indem die Teile des Bettes, welche wenig in Anspruch genommen werden, leichter gehalten sind als andere stärkeren Biegemomenten ausgesetzte Teile.

Man hat die Füße zu Schränken ausgebildet, was an sich zweckmäßig ist und sehr häufig gefunden wird. Allein der linksseitige Schrank belästigt, wenn er — wie gewöhnlich — einige Tiefe hat, den Arbeiter dadurch, daß diesem der nötige Raum für seine Füße fehlt. Bei dem rechtsseitigen schrankartigen Fuß kommt das weniger in Frage, weil der

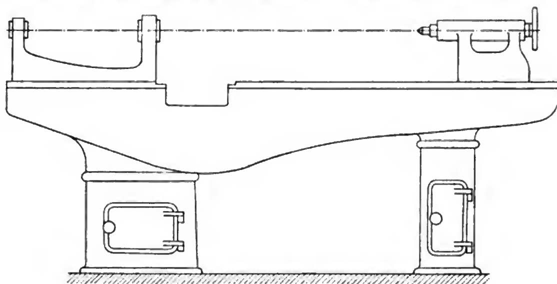


Fig. 622.

Arbeiter vor diesem seltener zu stehen hat. Man sollte deshalb dem rechtsseitigen Fuß eine reichliche Tiefe geben, so daß hierdurch der Drehbank quer gegen ihre Längsachse die nötige Standhaftigkeit wird, und dafür den linksseitigen Fuß möglichst zurückspringen lassen. Dadurch würde man sich der besten Stützung, nämlich der durch drei Stützpunkte, nähern, welche Veränderlichkeiten des Grundes, auf welchem die Drehbank ruht, völlig unschädlich macht. Diese Stützung durch drei Beine oder Füße dürfte sich insbesondere für kleinere Drehbänke eignen, welche vielfach ohne besondere Fundamente aufgestellt, ja auf mehr oder weniger nachgiebige Balkendecken gestellt werden. Bei Drehbänken mit großer Spitzenhöhe läßt man häufig das Bett sich unmittelbar auf das Fundament legen. Dann ist nötig, das letztere mit großer Sorgfalt auszuführen und bei der Aufstellung dafür zu sorgen, daß ein gleichmäßiges Aufliegen stattfindet.

γ. Die Erörterung einiger Beispiele wird Gelegenheit bieten, auf bereits angeführte und andere Einzelheiten einzugehen. Fig. 623 und 624, Tafel XIV, stellt zunächst eine von Droop & Rein gebaute Spitzendrehbank mit 200 mm Spitzenhöhe dar. Die Arbeitsspindel ist mit

[1]) Prakt. Masch.-Konst. 1896, S. 3, mit Abb.

zwei kegelförmigen Zapfen versehen; den Achsendruck nach links nimmt ein einstellbarer Spurzapfen, denjenigen nach rechts das Hauptlager unter Vermittlung der benachbarten Stirnradnabe auf, und zwar in der Weise, wie S. 81 beschrieben ist. Es wird die Spindel unter Vermittlung einer vierstufigen Riemenrolle und eines ausrückbaren Rädervorgeleges angetrieben; die Ausrückung des letzteren erfolgt nach Fig. 374, S. 170. Der Bolzen, um welchen sich die Räder des Vorgeleges drehen, ist mit seinen außerachsigen Zapfen unter der Stufenrolle gelagert und mit einem Wurmrad verbunden, dessen Wurm durch die Handkurbel *a* (Fig. 623) betätigt wird. Um das große Vorgelegerad unterbringen zu können, hat man den Spindelstock entsprechend erweitert, was insbesondere Fig. 624 erkennen läßt, auch an der betreffenden Stelle eine Erweiterung des Bettes vorgenommen. Diese Lage der Vorgelegeräder[1]) macht eine Einkapselung derselben entbehrlich, spart auch den Raum, welchen sie einnehmen, wenn sie hinter der Stufenrolle angebracht sind. Die auf der Arbeitsspindel sitzenden Räder sind durch besondere Kapseln überdeckt. Regelmäßig wird die Schaltbewegung von dem auf der Spindel festsitzenden Rade *b* abgeleitet; sie kann aber auch durch das an der Stufenrolle festsitzende kleine Stirnrad bewirkt werden. Dieses hat denselben Durchmesser und die gleiche Zähnezahl wie *b*, und das — verdeckt liegende — von ihnen anzutreibende Rad sitzt fest auf der verschiebbaren Welle *c*, so daß, wenn für die Arbeitsbewegung das Rädervorgelege verwendet wird, eine Verschiebung der Welle *c* genügt, um eine sehr erhebliche Änderung der Schaltgeschwindigkeit herbeizuführen. Durch ein Wendeherz wird die Drehung der Welle *c* auf die hohle, sich frei auf einem festen Zapfen drehende Welle *d* übertragen. Sie treibt entweder durch ein Band die Welle *e*, oder durch Wechselräder die Leitspindel *f*; letztere dient zum Gewindeschneiden, während die Welle *e* bestimmt ist, die Bettplatte mittels der Zahnstange zu verschieben und den Querschlitten selbsttätig zu verschieben. Es überträgt *e* seine Drehbewegung mittels Stufenräder auf die lang genutete Spindel *g*. Auf *g* sitzen die Räder fest, mit *e* wird je eins der Räder gekuppelt (vgl. S. 164), und zwar auf folgende Weise: *e* ist an seinem rechtsseitigen Ende mit einer langen Bohrung versehen, in welcher die Stange *i* verschiebbar steckt. Ein in *i* festsitzender Splint ragt durch zwei Schlitze der Welle *e* nach außen hervor und legt sich hier gegen Zähne, welche im Innern der drei Rädchen in geeigneter Weise angebracht sind. Die beiden äußeren Räder finden genügende Stützung auf der Welle *e*, das innere Rad ist auf den Naben der beiden Nachbarräder gelagert. Man verschiebt die Stange *i* mittels eines Hebels *h*, in dessen Handhabe sich ein federnder Stift (Fig. 426, S. 196) befindet, der in auf der festen Schutzkappe der Räder angebrachte Vertiefungen greift. Auf der langgenuteten Welle *g* steckt der hinter der Schürze der Bettplatte gelagerte Wurm *k*, dreht ein Wurmrad und unter Vermittlung einiger Räder die Welle *l*, auf welcher das in die Zahnstange des Drehbankbettes greifende Rad sitzt.

Die auf diesem Wege zu erzielenden Schaltgeschwindigkeiten betragen, wenn von der Arbeitsspindel ausgehend, 1,77; 1,00 und 0,67 mm für jede Drehung der letzteren.

---

[1]) Z. 1891, S. 273, mit Abb.

Der Antrieb für die Schraube des Querschlittens läßt sich aus den gestrichelt gezeichneten Kreisen am Bettschlitten (Fig. 623) verfolgen.

Fig. 625 zeigt eine ähnliche Drehbank mit gekröpftem Bett und elektrischem Antrieb, Fig. 626 und 627[1]) stellen eine dieser verwandte geometrisch dar. Es sei hier bemerkt, daß man mit dem Kröpfen des Bettes selten den Zweck verfolgt, in größerem Halbmesser drehen zu können, als die Spitzenhöhe gestattet, vielmehr nur erreichen will, daß ein größerer Gegenstand, an welchem in kleinerem Halbmesser gearbeitet werden soll, aufgespannt und um die Drehbankachse gedreht werden kann. Es kommt das namentlich in Frage bei dem Ausbohren von Höhlungen, Abdrehen der Endflächen von Naben u. dgl. Es bedingt dann der größere Halbmesser,

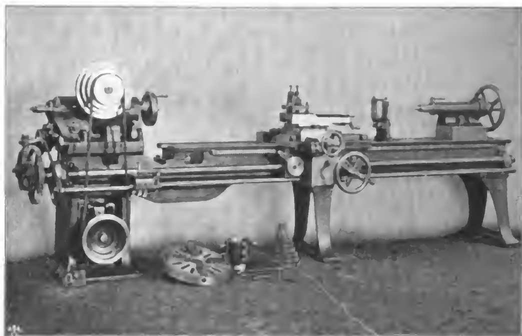


Fig. 625.

welcher über der Kröpfung umzudrehen ist, keine geringere Umdrehungszahl für die Arbeitsspindel. Um den Schlitten bis nahe an den Spindelstock schieben lassen zu können, solange die Bettkröpfung nicht erforderlich ist, wird in diese eine Brücke gelegt. Der zum Betriebe der Drehbank dieneude Elektromotor ist in das linksseitige Bein der Drehbank gesetzt. An seiner Welle sitzt eine vierstufige Schnurrolle, welche unter Vermittlung einer ähnlichen, etwas größeren Rolle die Wurmwelle *a* (Fig. 626) dreht. Der Wurm liegt seiner großen Geschwindigkeit halber über dem Wurmrade (vgl. S. 254), welches in Öl watet. Das in Fig. 626 gestrichelt gezeichnete Stirnrädchen *b* sitzt fest am Wurmrade und kann in gebräuchlicher Weise entweder mit dem auf der Arbeitsspindel festsitzenden Stirnrad *c* unmittelbar gekuppelt, oder durch ein — in Fig. 626 ebenfalls gestrichelt gezeichnetes — Rädervorgelege mit *c* verbunden werden, so daß die Arbeitsspindel mit acht verschiedenen Geschwindigkeiten zu benutzen ist. Die miteinander verbundenen Vorgelegeräder stecken, wie bei der vorhin beschriebenen Dreh-

[1]) Z. 1896, S. 1341, mit Abb.

bank, frei drehbar auf einem außerachsig gelagerten Bolzen, der sich unter Vermittlung von Schraubenrädern durch die Handkurbel *d* drehen läßt, wodurch das Vorgelege aus- bzw. eingerückt wird. Es weicht diese Drehbank von der vorhin beschriebenen noch dadurch ab, daß die Leitspindel nicht allein durch ihre Mutter den Schlitten verschieben kann, sondern nach Öffnen des Mutterschlosses auch durch Rad und Zahnstange. Auch die selbsttätige Verschiebung des Querschlittens kann von der Leitspindel abgeleitet werden.

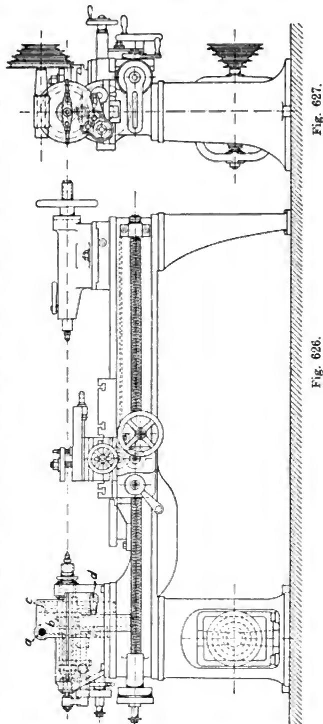


Fig. 627.

Fig. 626.

Die Fig. 628 und 629, Tafel XV, stellen in teilweisem Schnitt, Vorder- und Endansicht eine beliebte von A. Wohlenberg in Hannover gebaute Drehbank dar.

Der Spindelstock dieser Drehbank wurde bereits (Fig. 152, S. 80) in größerem Maßstabe abgebildet, die Einzelheiten des Reitstockes erkennt man genauer in Fig. 630 bis 633, Taf. XVI. Es ist die Reitstockspitze *a* mit Gewinde versehen, um sie mittels einer Mutter leicht aus dem schlank kegelförmigen Loch des Reitnagels *b* hervorziehen zu können. Der Reitnagel *b* steckt genau passend in einer Bohrung des Reitstockes, wird durch eine in letzterem feste, in eine Längsnut des Reitnagels greifende Leiste an eigenmächtigem Drehen gehindert und, nachdem man ihm die richtige Lage gegeben hat, mittels der Schraube *c* festgeklemmt. Zu diesem Zweck ist die Hülse des Reitstockes, in welcher der Reitnagel steckt, auf einer Seite 210 mm lang gespalten (Fig. 630, 631, 633) und so gestaltet, daß sie in der Nähe von *c* ein wenig nachgeben kann. Am andern Ende des Reitnagels ist dieser mit Gewinde versehen (6 mm Ganghöhe), in welches ein in das Handrad *d* geschnittenes Muttergewinde greift. Die Nabe des Handrades *d* ist in dem linkseitigen

Ende der Reitstockhülse drehbar gelagert und wird an seinem Ort durch eine aufgeschraubte zweiteilige Platte *e* festgehalten. Der Reitstock steht auf einer Sohlplatte *f* (Fig. 630, 631 und 632), die auf dem Bett *g* (Fig. 631) ruht. Zwei Schrauben befestigen, unter Vermittlung der Spanneisen *h*, gleichzeitig die Sohlplatte *f* und den Reitstock auf dem Bett *g*. Um der Reitstockspitze die richtige Lage geben zu können, ist der Reitstock auf der Sohlplatte quer zur Drehbankachse zu verschieben. Es dient hierzu die Schraube *i*, welche in eine am Reitstock feste Mutter greift.

Zu den Fig. 628 und Fig. 629 zurückkehrend, mache ich zunächst auf eine besondere Eigentümlichkeit der Wohlenbergschen Drehbänke aufmerksam, nämlich den schweinsrückenartigen Querschnitt der vorderen Führungsleiste des Bettes, den Fig. 629 gut erkennen läßt. Diese Querschnittsgestalt gestattet, die Führungsfläche sehr breit zu machen, und doch für die Zahnstange *k* (Fig. 628) reichlichen Raum zu behalten. Es ist diese Querschnittsgestalt zulässig, weil Momente, welche das vordere Ende der Bettplatte emporzuheben suchen, so gut wie gar nicht vorkommen; die untere Hälfte des schweinsrückenartigen Querschnitts kommt vielmehr den Führungsflächen wirksam zu Hilfe, welche die Bettplatte verhindern, vorn nach unten zu kippen (vgl. S. 72).

Die Schaltbewegung wird von der Arbeitsspindel abgeleitet, indem auf dessen Schwanzende ein Stirnrädchen befestigt ist, welches — unter Vermittlung eines Wendeherzes — die Welle *l* rechts oder links herum dreht. Auf der Welle *l* sitzt eine Riemrolle *m*, diese treibt eine unten gelagerte, mit einer dreifachen Stufenrolle verbundene Riemenrolle und unter Vermittlung einer zweiten Stufenrolle und eines Rädervorgeleges die langgenutete Welle *n*. Diese soll den Bettschlitten bewegen, wenn die Bank gewöhnlichen Dreharbeiten dient, außerdem aber die Schraube des Querschlittens betätigen. Für das Gewindeschneiden wird die Leitspindel *o* benutzt. Diese wird durch Wechselräder (S. 162) betätigt, welche ein auf *l* zu befestigendes Zahnrad dreht. Die Einrichtung des Mutterschlosses gleicht der früher (S. 203, Fig. 441 und 442) beschriebenen.

Besonders bemerkenswert ist die Einrichtung, vermöge welcher die durch die langgenutete Welle hervorzubringenden selbsttätigen Verschiebungen sich gegenseitig ausschließen, um Störungen zu vermeiden, welche entstehen würden, wenn man aus Versehen den Querzug einschaltet, ohne vorher den Längszug ausgerückt zu haben und umgekehrt. Ich habe früher[1]) über den Wert der gegenseitigen Sperrung aller auf die Bettplatte und den Querschlitten wirkenden Selbstzüge hingewiesen, auch zugehörige Einrichtungen beschrieben. Für die vorliegende Drehbank ist die Aufgabe wie folgt gelöst:[2]) Fig. 634, Taf. XVII, ist ein Schnitt quer gegen die Drehbankachse (Fig. 635) ein wagerechter Schnitt durch die Vorrichtung und Fig. 636 eine Vorderansicht der Vorrichtung; die Fig. 637, 638 und 639 stellen Einzelheiten derselben dar. Auf der langgenuteten Welle *n* (Fig. 634) steckt ein Rad mit langer Nabe, welches an der „Schürze" gelagert ist. Es betreibt unter Vermittlung mehrerer Zwischenräder — die insbesondere aus Fig. 634 und 636 erkannt werden können, die Welle *q*. Sie liegt in Fig. 636 verdeckt und ist daher hier gestrichelt gezeichnet. Die Welle *q* ist in ihrer

[1]) Über selbsttätige gegenseitige Sperrung und Ausschließung der Selbstzüge bei Drehbänken. Z. 1898, S. 724, mit Abb.

[2]) D.R.P. No. 92721 und 92722.

Achsenrichtung verschiebbar, so daß ein an ihrem linkseitigen Ende sitzendes Kegelrad mit dem auf der Schraube *r* des Querschlittens befestigten Kegelrad in Eingriff gebracht werden kann (Fig. 637) und dann diese Schraube dreht, wodurch der Querschlitten verschoben wird.

Von der Welle *n* aus wird — nach Fig. 634 und 636 — ferner der Wurm *p* gedreht, welcher in das sich um seine Welle frei drehende Wurmrad *s* greift. Nach Fig. 634 und 635 liegt neben *s* das auf der Welle verschiebbare Kuppelstück *t*. Wird dieses nach rechts verschoben, so kuppelt es das Wurmrad *s* mit der Welle und diese dreht unter Vermittlung eines Rädervorgeleges die Welle des Zahnrades *u* (Fig. 635), welches in die Zahnstange *h* (Fig. 634) greift und den Schlitten *v* dem Bett *g* entlang schiebt.

Die dritte Bewegungsart, nämlich die Verschiebung des Bettschlittens *r* längs des Bettes *g* mittels der Leitspindel *o*, vermittelt ein nach Fig. 441 und 442, S. 203 eingerichtetes Mutterschloß, dessen Schraubenspindel in Fig. 636 mit *w* bezeichnet ist. Fig. 639 stellt diese, zum Teil mit doppeltem Rechtsgewinde, zum Teil mit doppeltem Linksgewinde, von 19 mm Ganghöhe versehene Schraube besonders dar.

Das Steuern dieser drei Bewegungsarten findet nun durch die mit Handkurbel versehene Welle *x* (Fig. 634 und 636) und durch eine auf *w* gesteckte Handkurbel statt; es ist Vorsorge getroffen, daß von den drei Bewegungsarten je nur eine in Tätigkeit treten kann. Die Welle *x* ist an dem unter der Welle *q* liegenden Ende mit einem Kurbelzapfen versehen, der unter Vermittlung eines Stahlklötzchens eine Büchse verschieben kann, in welcher die Welle *q* gelagert ist. Mit dieser Verschiebung findet, wie früher bereits erwähnt, das Ein- bzw. Ausrücken des in Fig. 637 dargestellten Kegelräderpaares statt. Die genannte Büchse ist an einer Seite verzahnt und greift in ein Stirnrädchen, welches an einer stehenden Welle *y* (Fig. 634 und 635) ausgebildet ist. Weiter unten sitzt an der Welle *y* ein zweites Stirnrädchen, welches in eine Verzahnung des das Kuppelstück *t* (Fig. 635) umfassenden Halsrings greift, so daß die Verschiebbarkeiten der Welle *q* und des Kuppelstückes *t* in einem gewissen Zusammenhange stehen: wenn *q* von *r* zurückgezogen wird, so nähert sich das Kuppelstück *t* dem Wurmrad *s* und umgekehrt. Die Welle *q* kann nur so weit von der Welle *r* zurückgezogen werden, als das auf *q* steckende Kegelrädchen gestattet; ist diese Verschiebung vollzogen, so befinden sich die Teile (Fig. 636 und 635) in der gezeichneten Lage, d. h. es ist das Wurmrad *s* noch nicht mit seiner Welle gekuppelt, es findet weder eine Längsverschiebung des Bettschlittens durch Rad *u* und Zahnstange *k* statt, noch eine Verschiebung des Querschlittens.

Soll der Zahnstangenbetrieb eingerückt werden, so muß das Kuppelstück *t* noch weiter gegen *s*, d. h. die *q* umgebende Büchse noch weiter nach rechts verschoben werden. Das ist dadurch möglich gemacht, daß sich die auf der Welle *q* sitzende Büchse (vgl. Fig. 636) gegen eine Schraubenfeder legt, die anderseits gegen einen auf *q* sitzenden Bundring drückt. Diese Feder ist genügend angespannt, um zunächst die Welle *q* in der Richtung nach rechts mitzunehmen, gibt aber, nachdem die mögliche Verschiebung von *a* vollzogen ist, so weit nach, wie das Kuppeln des Wurmrades *s* mit seiner Welle erfordert.

Es schließen sich damit die beiden von der langgenuteten Welle *n* abgeleiteten beiden Bewegungsarten gegenseitig aus.

Befinden sich die Teile in der Lage, welche die Zeichnung (Fig. 634) annimmt, so sind beide Bewegungsarten ausgerückt. Sonach ist zulässig, den Bettschlitten durch die Leitspindel verschieben zu lassen. Man sieht in Fig. 636 um *w* einen kreisrunden Kragen mit Kerbe. Vor der Kerbe liegt ein Stift, welcher die Drehung des Kragens und damit der Spindel *w* in seiner gegenwärtigen Lage nicht hindert. Man kann also durch Drehen der Schraubenspindel das — jetzt offene — Mutterschloß schließen. Dadurch kommt die Kerbe des Kragens in eine andere Lage. Der Stift steckt fest in einem Riegel — in Fig. 636 gestrichelt gezeichnet —, welcher mit seinem rechtsseitigen Ende in die Kerbe eines an der Welle *x* festen Kragens greift. Das Drehen von *x* ist demnach nur möglich, wenn der Riegel nach links ausweicht. Das hindert aber der gegen den an *w* festen Kragen sich legende Stift, d. h. eine Drehung von *x* ist nur möglich, wenn der Stift der Kerbe von *w* gegenüberliegt, wenn das Mutterschloß geöffnet ist. Sonach kann keine von der langgenuteten Welle *n* ausgehende Betriebsart eingerückt werden, solange das Mutterschloß geschlossen ist und umgekehrt die Mutter nicht geschlossen werden, solange eine der von *n* ausgehenden Betriebsarten eingerückt ist, weil der Riegel nach links verschoben und der Stift in die Kerbe des an *w* festen Kragens geschoben ist.

Einzelheiten des Riegels zeigt die Schnittfigur 638.

Man verschiebt die Bettplatte mittels der Hand durch eine Kurbel, welche auf den vierkantigen Zapfen der Welle *z* gesteckt wird. Ein an *z* ausgebildetes Stirnrädchen greift in ein solches des Kuppelstückes *t* (Fig. 635); die Übertragung der Drehbewegung von hier bis zum Zahnrad *u* läßt die Abbildung ohne weiteres erkennen. Um den Bettschlitten festzulegen, kann man die Welle *z* durch eine Druckschraube festklemmen.

Es ist zurzeit fast allgemein gebräuchlich, die Selbstzüge der Drehbänke so einzurichten, daß sie sich gegenseitig verriegeln und demgemäß die Zahl der verschiedenen Lösungen dieser Aufgabe eine sehr große.[1]) Eine recht hübsche gegenseitige Verriegelung der Selbstzüge von J. E. Reinecker ist durch Fig. 640—644, Taf. XVIII, abgebildet. Die Mutterhälften *m* der Leitspindel (Fig. 641) sind an der Bettplattenschürze gut geführt und mit Zahnstangen versehen, in welche ein mit dem Winkelhebel *3* verbundenes Zahnrad greift, so daß bei Rechtsdrehung dieses Winkelhebels die Mutter *m* geschlossen, bei Linksdrehung sie geöffnet wird. Dem Winkelhebel *3* ist die flache Stange *4* angelenkt, die sich demnach in ersterem Falle nach rechts, im andern nach links verschiebt. Die langgenutete Zugspindel *a* (Fig. 640, 642 und 644) dreht die lange Nabe des Stirnrädchens *b*, welche in der Nabe von *c* gelagert ist. Letztere kann sich in dem, an der Bettplattenschürze festen Augenlager *d* drehen. *c* ist ein verstellbarer Hebel, an dem zwei Räder gelagert sind, die mit *b* ein Wendeherz (S. 188) bilden und je nach der Lage von *c* das Stirnrädchen *g* rechts oder links herumdrehen. In Fig. 642 sind die Räder des Wendeherzes in

[1]) Vgl. Sweet: Z. 1891, S. 337; Putnam Mach. Co.: Z. 1894, S. 421; Hessenmüller: D.R.P. No. 85505; Wohlenberg I.: Z. 1894, S. 1376; Draper Co.: Z. 1898, S. 725; J. E. Reinecker: Z. 1900, S. 477; Union: Z. 1900, S. 1053; Leipz. Werkzeugmaschinenfabrik: Z. 1900, S. 1211; Grafenstaden: Z. 1900, S. 1278; Lodge & Shipley Mach. T. Co.: Z. 1900, S. 1626; Nürnberger Werkzeugmaschinenfabrik: Z. 1902, S. 23; Sondermann: Z. 1902, S. 1256; Dresdener Bohrmaschinenfabrik: Z. 1902, S. 1259; Braun & Bloem: Z. 1903, S. 126; Windmüller & Wagner: Z. f. W., Nov. 1902, S. 89; Weisser Söhne: Z. f. W., Juli 1903, S. 442, sämtl. mit Abb.

mittlerer Lage durch gestrichelte Linien angegeben. *g* ist mit dem Kegelrad *f* (Fig. 641) fest verbunden und dreht sich mit diesem frei um den festen Zapfen *e*, so daß das Kegelrad *h* um den festen Zapfen *k* gedreht wird. Das mit *h* verbundene Rädchen *i* betätigt unter Vermittlung des Zwischenrades *n* (Fig. 642), das auf der Querschlittenschraube sitzende Rad *q*. Der Bolzen *o*, um welchen sich das Zwischenrad *n* dreht, kann in einem krummen Schlitz der Bettplatte verschoben und an letzterer festgeklemmt werden, um den Betrieb der Querschlittenschraube ein- oder auszurücken.

Das Kegelrad *h* (Fig. 641) dreht ferner das auf der Welle *l* sitzende Kegelrad *m*. Der Lagerkörper *w* der Welle *l* ist um den festen Bolzen *k* (Fig. 642) zu schwenken, wird an seinem rechtsseitigen Ende durch eine an der Bettplattenschürze befestigte Schiene lotrecht geführt und von einem Haken des Hebels *v* (Fig. 640, 641 und Fig. 642) getragen. Eine Feder *2* verhütet eigenmächtiges Loslassen des Hakens. Auf der Welle *h* sitzt ein Wurm, der das um den festen Bolzen *r* drehbare Wurmrad *t* (Fig. 640 und 643) betätigt. *t* sitzt auf der Nabe des in die Zahnstange der Drehbank greifenden Rades *s*. Solange der Eingriff des Wurmes mit dem Wurmrad *t* stattfindet, d. h. die Bettplatte durch Rad *s* und Zahnstange verschoben wird, solange kann die Leitspindelmutter nicht geschlossen werden, weil dem rechtsseitigen Ende der flachen Stange *4* der Lagerkörper *w* (Fig. 640 und 641) im Wege ist. Sobald dagegen die Leitspindelmutter *m* geschlossen ist, vermag man den Wurm nicht zu heben, weil das rechtsseitige, nunmehr über *w* befindliche Ende von *4* das Heben des Lagerkörpers nicht gestattet.

Man kann den Haken, welcher den Lagerkörper *w* trägt, durch einen Druck auf den Knopf *x* (Fig. 640) auslösen; es geschieht dieses Auslösen selbsttätig durch Verschieben der Schiene *y*. Stößt das eine oder andere Ende dieser Schiene gegen die Aufschlagschraube eines der am Bett festgeklemmten Frösche *z*, so drückt der ausgebogte Teil von *y* den Knopf *x* nach unten.

Fig. 645 bis 647, Taf. XIX, stellen eine schwere Spitzendrehbank von Ernst Schieß dar.

Zum Antriebe dient eine fünfstufige Rolle, welche — um eine genügende Riemengeschwindigkeit zu erhalten — nicht auf der Arbeitsspindel, sondern auf einer besonderen Spindel *a* steckt und sich entweder lose um diese dreht, oder unter Vermittlung des Rades *b* mit ihr gekuppelt wird. Liegt letztere Kupplung nicht vor, und befindet sich das auf der Welle *i* sitzende Zwischenrad in der gezeichneten Lage, so wird die Arbeitsspindel am raschesten gedreht (erste Geschwindigkeitsgruppe); *c* ist natürlich nach links geschoben. Verschiebt man mittels des links befindlichen Handrädchens die Welle *i* nach rechts, so daß das auf *i* festsitzende Zwischenrad außer Eingriff kommt, kuppelt die Stufenrolle mit dem Rade *b* und schiebt das Zahnrädchen *c* auf der Welle nach außen — wie die Zeichnung darstellt — so greift *c* in den Zahnkranz und erzeugt die zweite Geschwindigkeitsgruppe. Die dritte entsteht durch Eingriff des an der Stufenrolle festen, 18 Zähne enthaltenden Zahnrades in das Rad *l*, welches dann mit der Welle *e* gekuppelt ist, und des — nach rechts verschobenen — Rades *m* in den Zahnkranz *d*. Die vierte Geschwindigkeitsgruppe endlich erhält man durch Eingriff des an der Stufenrolle festen, 18 Zähne enthaltenden Rades mit dem auf *e* steckenden *l*, ferner der Räder *n* und *b*, sowie *c* und *d*.

Man erhält hierdurch, bei 80 minutlichen Drehungen des Deckenvorgeleges, folgende Drehungen der Arbeitsspindel:

$$1)\left\{\begin{array}{l} 80\cdot\frac{900}{509}\cdot\frac{37}{45}=118 \\ 80\cdot\frac{800}{600}\cdot\frac{37}{45}=87{,}8 \\ 80\cdot\frac{700}{700}\cdot\frac{37}{45}=65{,}8 \\ 80\cdot\frac{600}{800}\cdot\frac{37}{45}=49{,}5 \\ 80\cdot\frac{500}{900}\cdot\frac{37}{45}=36{,}5 \end{array}\right. \qquad 2)\left\{\begin{array}{l} 80\cdot\frac{900}{500}\cdot\frac{15}{98}=22 \\ 80\cdot\frac{800}{600}\cdot\frac{15}{98}=16{,}3 \\ 80\cdot\frac{700}{700}\cdot\frac{15}{98}=12{,}2 \\ 80\cdot\frac{600}{800}\cdot\frac{15}{98}=9{,}2 \\ 80\cdot\frac{500}{900}\cdot\frac{15}{98}=6{,}8 \end{array}\right.$$

$$3)\left\{\begin{array}{l} 80\cdot\frac{900}{500}\cdot\frac{18}{85}\cdot\frac{19}{89}=5{,}9 \\ 80\cdot\frac{800}{600}\cdot\frac{18}{85}\cdot\frac{19}{89}=4{,}4 \\ 80\cdot\frac{700}{700}\cdot\frac{18}{85}\cdot\frac{19}{89}=3{,}3 \\ 80\cdot\frac{600}{800}\cdot\frac{18}{85}\cdot\frac{19}{89}=2{,}46 \\ 80\cdot\frac{500}{900}\cdot\frac{18}{85}\cdot\frac{19}{89}=1{,}82 \end{array}\right. \qquad 4)\left\{\begin{array}{l} 80\cdot\frac{900}{500}\cdot\frac{18}{85}\cdot\frac{21}{61}\cdot\frac{15}{98}=1{,}6 \\ 80\cdot\frac{800}{600}\cdot\frac{18}{85}\cdot\frac{21}{61}\cdot\frac{15}{98}=1{,}19 \\ 80\cdot\frac{700}{700}\cdot\frac{18}{85}\cdot\frac{21}{61}\cdot\frac{15}{98}=0{,}89 \\ 80\cdot\frac{600}{800}\cdot\frac{18}{85}\cdot\frac{21}{61}\cdot\frac{15}{98}=0{,}67 \\ 80\cdot\frac{500}{900}\cdot\frac{18}{85}\cdot\frac{21}{61}\cdot\frac{15}{98}=0{,}495 \end{array}\right.$$

also 20 verschiedene Umdrehungszahlen.

Ein auf der Arbeitsspindel festsitzendes Stirnrad *o* (Fig. 647) treibt einerseits die Welle *f* an, welche — unter Vermittlung von Wechselrädern — die im Drehbankbett liegende Leitspindel *g* dreht, anderseits die Welle *p*, welche durch Zwischenräder die Drehung der langgenuteten Welle *h* vermittelt. Letztere betreibt durch dreifache Stufenräder eine an der Bettplatte gelagerte Welle; die Kupplung der einzelnen auf dieser Welle lose steckenden Räder mit letzterer findet durch Verschieben einer Stange statt. Es betreibt die Welle zunächst durch Wurm, Wurmrad und Zwischenräder die Querschlittenschrauben. Weiter nach rechts, in bezug auf Fig. 645 befindet sich ein Kehrgetriebe, vermöge dessen der zu dem noch weiter rechts belegenen Wurmrad gehörige Wurm in Links- oder Rechtsdrehung oder in Ruhe versetzt werden kann. Die zum Wurmrad gehörige Welle geht quer über das Bett und betreibt — durch Rädervorgelege — sowohl vor, als auch hinter dem Bett je ein Zahnrad, welche je in eine am Bett befestigte Zahnstange greifen. Aus Fig. 645 ist zu erkennen, daß ein gemeinsames Rad das selbsttätige Drehen der beiden Querschlittenschrauben bewirkt.

Das Verschieben des schweren Reitnagels findet mittels einer Mutter statt, die durch zwei Rädervorgelege gedreht wird. Es ist hierdurch die erforderliche Kraft vermindert, gleichzeitig aber auch die Zugänglichkeit des betreffenden Handrades erleichtert worden. Es ist diese Drehbank auch für 10 m Spitzenentfernung ausgeführt worden.

Fig. 648, Taf. XX, ist die Vorderansicht, Fig. 649 die Endansicht und Fig. 650 ein Querschnitt einer von Droop & Rein gebauten Kurbelwellen-

drehbank, deren Spitzenhöhe 1200 mm beträgt. Sie wird durch einen 30 pferdigen Motor angetrieben, dessen Welle sich minutlich 350 bis 850 mal dreht. Diese überträgt ihre Drehungen mittels der Reibkupplung *k* (Fig. 648) geradeswegs auf eine im Vordergrunde der Abbildung sichtbaren Welle. Das Ein- und Ausrücken der Kupplung bewirkt man mittels des Handrades *i*. Mit Hilfe ausrückbarer Rädervorgelege lassen sich fünf verschiedene Übersetzungen der Geschwindigkeiten der ersten Vorgelegwelle benutzen.

Auf dem breiten, zwillingsartigen Bett (vgl. Fig. 650) befinden sich vier Bettplatten mit zugehörigen Querschlitten, Wendeplatten und Kreuzschiebern. Es erfolgt die selbsttätige Längs- und Querverschiebung durch die beiden außerhalb des Bettes belegenen Zugspindeln *z*. Ein auf *z* steckendes, an der Bettplatte gelagertes Stirnrad dreht eine liegende Welle, welche die Bewegung in den Kasten *a* führt; innerhalb desselben befinden sich ein Wendegetriebe, welches durch den Handhebel *b* gesteuert wird, ein durch das Handrad *c* steuerbares Stufenradpaar, Wurmrad- und Stirnradvorgelege, so daß man sechs verschiedene Schaltgeschwindigkeiten für die Längs- wie für die Querschiebung zur Verfügung hat. Mit Hilfe des Handhebels *d* läßt sich die langsame Zuschiebung oder eine rasche Verschiebung der Schlitten einrücken. Die Zugwellen *z* werden durch Räder betrieben, die sich am linksseitigen Ende des Spindelstockes befinden beziehungsweise durch zwei Winkelradpaare und eine quer unter dem Spindelstock hinweggehende Welle. Der Reitnagel wird durch das Handkreuz *e* und Rädervorgelege, der Reitstock durch einen auf *l* gesteckten Schlüssel verschoben. Die Welle *l* wirkt durch Rädervorgelege auf eine stehende Welle mit Rad *h* (Fig. 650), welches in eine am Bett feste Zahnstange greift.

Die Fig. 651, 652 und 653, Tafel XXI, stellen eine von Ernst Schieß in Düsseldorf gebaute Geschützdrehbank in Vorderansicht, Grundriß und teilweisem Querschnitt dar. Die Arbeitsspindel hat im Hauptlager 300 mm Durchmesser, und dieses Hauptlager ist 450 mm lang. Die vier auf der Arbeitsspindel steckenden zusammengefügten Riemenrollen haben 625, 750, 875 und 1000 mm Durchmesser bei 180 mm Breite. Sie drehen, wenn sie mit dem Rade *b* auf gewöhnliche Weise gekuppelt sind, die Arbeitsspindel unmittelbar. Löst man *b* von der Stufenrolle, so kann man auf folgendem Wege vier fernere Geschwindigkeitsgruppen erzielen. Es sind die Räder *e* und *f* mit der Stufenrolle fest verbunden, *g* und *h* können sich zunächst frei um ihre Welle drehen. Zwischen *g* und *h* sitzt aber fest auf der Welle eine in der Figur nicht sichtbare Scheibe, welche sowohl mit *g* als auch mit *h* verbunden werden kann, und zwar so, wie *b* mit der Stufenrolle verbunden wird (Fig. 371, S. 169). Man ist somit imstande, der zugehörigen Welle zwei Geschwindigkeiten zu geben. Indem man nun *c* durch Verschieben mit *b* in Eingriff bringt, werden diese beiden Geschwindigkeiten auf die Arbeitsspindel übertragen.

An der Welle von *g* und *h* sitzt ferner das Rad *i* fest, und diesem gegenüber ist ein innen verzahntes Rad *k* angebracht, welches nebst dem kleinen teilweise verdeckten Rade *l* auf einer in ihrer Längenrichtung verschiebbaren Welle festsitzt. Verschiebt man diese Welle nach rechts, so greift *i* in *k* und *l* in den Zahnkranz *d*.

Die Schaltbewegung wird von dem auf der Arbeitsspindel festen Rade *m* abgeleitet und durch die langgenutete Welle *n* an die verschiedenen Bettplatten übertragen. Bevor ich zu diesen übergehe, mache ich noch auf die

Steuerwelle *o* aufmerksam. Diese ist in der Nähe des Zahnkranzes *d* mit einem Handhebel versehen und überträgt die ihr hier gegebene Drehung durch ein Kegelradpaar auf die stehende Welle *p*. *p* verschiebt den Riemenführer des Deckenvorgeleges so, daß die Stufenrolle entweder Rechts- oder Linksdrehung erfährt oder ruht.

Die lange Welle *n* überträgt ihre Drehbewegung unter jeder der fünf Bettplatten durch ein Wendeherz (vgl. Fig. 653), welches durch den Knopf *r* (Fig. 651 und 652) gesteuert wird, auf ein Stufenräderpaar. Die Verschiebung des Splintes, welches die einzelnen Räder mit ihrer Welle kuppelt, geschieht mittels des Handrädchens *q*. Es wird durch die Stufenräder ein Wurm und Wurmrad angetrieben und weiter der Längs- wie der Planzug betätigt. Das Aus- bzw. Einrücken der Räder für Plan- wie Längszug wird durch Klauenkupplungen (vgl. Fig. 413, S. 191) bewirkt.

Als ferneres Beispiel einer großen Kurbelwellendrehbank führe ich die von Ernst Schieß gebaute an, welche Fig. 654, Taf. XXII, in Vorderansicht, Fig. 655a in Endansicht, nach Hinwegräumung des Reitstockes und der Bettschlitten, Fig. 655b in Endansicht nach Wegnahme des Spindelstockes darstellen. Die Spitzenhöhe dieser Drehbank beträgt 1500 mm, die größte Spitzenentfernung 7500 mm.

Der Antrieb erfolgt durch einen elektrischen Stufenmotor *a*, d. h. mittels eines Motors, welcher mit mehreren Geschwindigkeiten arbeiten kann. Diese Eigenschaft des Motors macht ein Stufenrollenpaar (vgl. Fig. 364, S. 168) entbehrlich. In der Richtung der Ankerwelle ist eine mit dieser gekuppelte Welle gelagert, auf der das Zahnrad *b* festsitzt. Dieses greift in ein größeres *c* und ein mit *c* verbundenes Rad in das Rad *d*. Rad *d* kann mit der Arbeitsspindel der Drehbank gekuppelt werden, wodurch man die größten Umdrehungszahlen erhält; es kann sich *d* aber auch lose um die Arbeitsspindel drehen und dann eine Zahl kleinerer Geschwindigkeiten hervorbringen.

Vor und hinter dem Bett liegt je eine, für die Schaltbewegungen bestimmte, langgenutete Welle.

Die ungewöhnliche Breite des Bettes (3500 mm) hat zu einer eigenartigen Zweiteilung des Bettes geführt, welche an Hand der Fig. 655b gut verfolgt werden kann. Es enthält nämlich das Bett vier Bahnen, von denen das vordere Paar zwei, das hintere Paar eine Bettplatte führt; die zum Verschieben dieser Bettplatten dienenden Zahnstangen sind bei *ff* unter den äußeren Bahnen des Bettes befestigt. Der Reitstock benutzt nur die beiden mittleren Bahnen; seiner Verschiebung dient die feste Zahnstange *g* und die außen hervorragende, mit Vierkant versehene Welle *h*.

Auf jeder Bettplatte befindet sich ein quer verschiebbarer Schlitten *i*, auf diesem ein drehbarer Balken *k*, längs welchem der Schlitten *l* gleitet. Endlich ist quer zu *k* das Stichelhaus *m* zu verschieben.

Die Wellen *e* betreiben, unter Vermittlung von Stufenrädern, zunächst die Räder *n* und diese durch Zwischenräder die Räder *o*, deren Wellen über die äußeren Bettbahnen hinweggehen und die Räder betreiben, welche behufs Längsverschiebung der Bettplatten in die Zahnstangen *f* greifen. Von den Rädern *o* werden die zur Querverschiebung der Schlitten dienenden Schrauben *p* gedreht, ferner aber von den zu *o* gehörigen Wellen in der Mitte von *i* stehend gelagerte Wellen, welche die liegenden Wellen *q* und damit — unter Vermittlung von Rädern — die Schrauben der Schlitten *l*

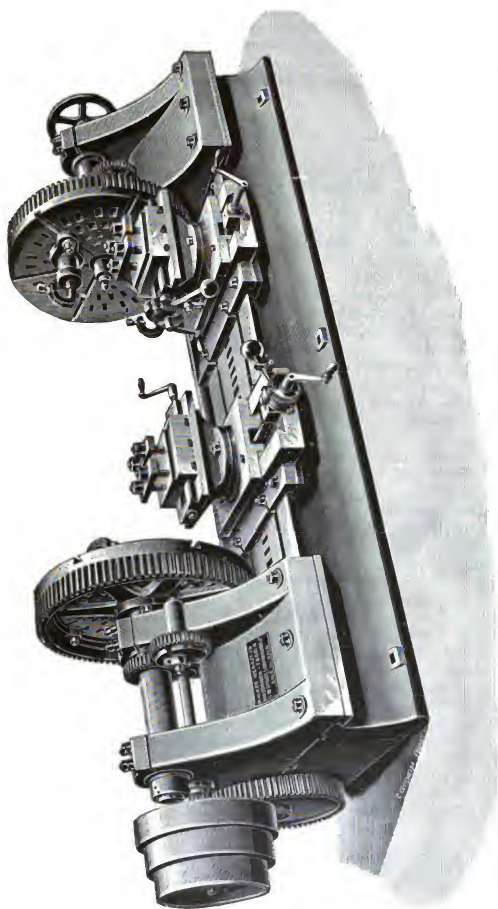


Fig. 656.

drehen. Das Stichelhaus *m*, welches in Fig. 654 dem Reitstock am nächsten liegt, kann, wie folgt, selbsttätig verschoben werden. Man betreibt die zugehörige zu den Bahnen gleichlaufend liegende Schraube durch Schraubenräder mittels der Welle *r*, um die Möglichkeit zu gewinnen, dieses weit in die Kröpfung des Werkstücks greifende Stichelhaus von vorn zu steuern. So kann denn die Welle *r* von der Welle *q* aus auch selbsttätig gedreht werden.

In den Werkstätten von Ernst Schieß wurde eine mit der soeben beschriebenen verwandte doppelte Kurbelwellendrehung gebaut, deren größte Spitzenentfernung 23 m bei 1000 mm Spitzenhöhe beträgt.[1])

Die Räderdrehbank, d. h. die Drehbank, auf welcher die Räder der Eisenbahngefährte abgedreht werden, gehören insofern zu den Spitzendrehbänken, als sie eingerichtet sind, die sogenannten Achsen zwischen Spitzen zu fassen, um sie damit auszurichten. Man stützt sodann die Achsen in lagerartigen, an Planscheiben sitzenden Gebilden (vgl. S. 137) und verwendet für das Umdrehen einfache Mitnehmerstifte, oder man befestigt die Räder an zwei gegenüberliegenden Planscheiben, die sich genau gleichmäßig umdrehen. Fig. 656 ist das Schaubild einer solchen Drehbank, deren Spitzenhöhe 600 mm und größte Spitzenweite 2500 mm beträgt; sie ist von Breuer, Schumacher & Co. gebaut. Links bemerkt man in der Abbildung eine dreistufige Antriebsrolle. Sie überträgt durch Zahnräder ihre Drehung auf eine längs des Maschinenbettes gelagerte Welle, von der aus — mittels zweier Räder — die Zahnkränze der Planscheiben gedreht werden. An der Planscheibe sind z. B. Befestigungsvorrichtungen angebracht, wie sie Fig. 271, S. 126 darstellt. Das Bett enthält zwei Bettplatten; diese werden nur so weit verschoben, als zur Gewinnung geeigneter Lage erforderlich ist. Das geschieht durch Handhebel, welche mit einem Ende in vierkantigen Öffnungen des Bettes gestützt werden. Nach stattgehabter Verschiebung befestigt man die Platten mittels in Aufspannuten des Bettes greifender Schrauben. Auf jeder Bettplatte ist ein Querschlitten mittels einer Schraube verschiebbar, die man entweder mittels einer Handkurbel dreht, oder durch ein auf die Schraube gestecktes Schaltwerk betätigen läßt. Durch letzteres Verfahren ist nur ein ruckweises Verschieben des Querschlittens möglich, welches im allgemeinen für stetig arbeitende Stichel sich nicht empfiehlt (vgl. S. 291), aber angewendet wird, wenn man zugunsten einfacher Bauart weniger schöne Schnittflächen sich gefallen lassen will. Zur Betätigung des Schaltwerks sitzt auf der Arbeitsspindel — nahe dem Hauptlager — ein Stirnrad, welches in ein gleiches, um einen Bolzen sich frei drehendes Rad greift. Letzteres ist mit einer Aufspannut versehen, mittels welcher eine Kurbelwarze befestigt wird. Diese wirkt vermöge einer — in der Zeichnung nicht dargestellten — Kette, die über Leitrollen gelegt ist, auf den Schalthebel. Die Kette, oder ein sie vertretendes Drahtseil, hebt den Schalthebel, während dieser durch sein eigenes Gewicht, welches oft durch ein aufgestecktes Eisenstück ergänzt wird, nach unten sinkt. Auf der Bettplatte sitzt, um eine lotrechte Achse einstellbar, eine zweite Schlittenbahn, auf der der Stichelhausschlitten verschoben

[1]) Vgl. andere schwere Drehbänke: der Maschinenfabrik Deutschland, von Wagner & Co., Ernst Schieß, Gildemeister & Co. und Froriep: Z. 1903, S. 238 bis 243, mit Abb.

werden kann. Die hierzu dienende Schraube läßt sich ebenfalls durch ein dem vorhin beschriebenen gleiches Schaltwerk (vgl. Fig. 656 rechts) betätigen. Behufs Einbringens und Fortnehmens der Werkstücke muß die eine der Spitzen verschiebbar sein. Bei der durch Fig. 656 dargestellten Drehbank ist die rechts belegene Arbeitsspindel in ihren Längenrichtung durchbohrt und enthält einen Reitnagel, der durch das am rechtsseitigen Rande des Bildes erkennbare Handrad verschoben werden kann. Man erkennt aus der Figur, daß die Arbeitsspindeln nicht über der Mitte des Bettes liegen, sondern in beträchtlichem Grade weiter zurück. Dadurch wird möglich, den Stichel auch beim Bearbeiten größerer Durchmesser noch über dem Bett, oder doch dieses nur wenig überragend verwenden zu können, also sicherer zu stützen, als wenn man die Bettplatte weit über die Vorderkante des Bettes hinwegragen lassen muß. Es ist diese Anordnung auch für andere Drehbänke, die bestimmt sind, größere Durchmesser zu bearbeiten, zweckmäßig, allerdings nur unter der Voraussetzung, daß man nur vor dem Werkstück Stichel verwendet.

Fig. 657 u. 658, Taf. XXIII, stellen eine ähnliche, von Ernst Schieß gebaute Räderdrehbank dar, welche für Lokomotivräder bestimmt ist und dadurch von der vorigen sich unterscheidet, daß sowohl vor, als auch hinter dem Werkstück sich Stichel befinden, und ferner, daß die beiden Planscheiben unabhängig voneinander angetrieben werden können, also jede Hälfte für sich als Planbank zu benutzen ist.

Wenn Radsätze zu drehen sind, das heißt zwei auf ihrer Achse festsitzende Räder, so wird nur der, in Fig. 657, links, gezeichnete Antrieb benutzt. Ein auf der Welle der Stufenrolle *a* sitzendes Zahnrad *b* kann, durch Verschieben, mit dem Rade *c* in Eingriff gebracht werden, welches auf der Welle *i* festsitzt. *i* dient gleichzeitig zum Antriebe beider Planscheiben, indem auf ihm verschiebbare Räder in die Zahnkränze der letzteren greifen. Man kann aber, durch Verschieben von *b*, dieses — unter Vermittlung eines Zwischenrades — auf das Rad *e* wirken lassen; mit diesen ist ein kleineres, in *c* greifendes Zahnrad verbunden. Endlich ist möglich, mittels der Stufenrolle *a* das Räderpaar *fd* und das verschiebbare Rad *h* dem Zahnkranz der links belegenen Planscheibe eine größere Drehgeschwindigkeit zu erteilen. Auf die besonderen Übersetzungsverhältnisse des Antriebes am rechts belegenen Spindelstock einzugehen, dürfte überflüssig sein. Wegen der großen Gesamtbreite des Bettes, und weil sowohl an der vorderen, als auch an der hinteren Seite arbeitende Stichel angebracht werden sollen, enthält das Bett vorn zwei Führungsleisten für die Bettplatten *k* und hinten ebenfalls zwei Leisten zur Führung der Bettplatten *l* (Fig. 658). Die Bettplatten, wie die auf ihnen geführten Querschlitten werden nur für die grobe Einstellung verschoben und dann festgeschraubt. Jedes der beiden an der Hinterseite der Drehbank befindlichen Stichelhäuser enthält einen Stichel zur Bearbeitung der beiden ebenen Randflächen der Räder; es ist daher selbsttätiges Zuschieben derselben nur rechtwinklig zum Drehbankbett nötig, was durch ein in Fig. 658 links sichtbares Schaltwerk geschieht. An der vorderen Seite der Drehbank sind für jedes Rad zwei Stichel vorhanden, welche die Lauffläche und den Bord bearbeiten. Die Lauffläche besteht nach Fig. 188, S. 96, aus zwei zusammenstoßenden, schlanken Kegelflächen; man kann daher den Stichel S_1 durch Verschieben des Stichelhauses längs einer einfachen Lehre selbsttätig den ge-

forderten Weg zurücklegen lassen. Es dient hierzu das Stichelhaus *o* (Fig. 657). Wegen der steilen Abhänge an der Querschnittsgestalt des Bordes ist für dessen selbsttätige Bearbeitung eine Verlängerung der Lehre nötig (S. 96). Dementsprechend ist das Stichelhaus *n* ausgestattet. Von der durch ein Schaltwerk betätigten Schraube des Schlittens *p* wird — unter Vermittlung von Zwischenrädern — eine stehende Welle angetrieben, welche mittels einer krummen Nut auf die zu *n* gehörige Schraube einwirkt. Eine ganz ähnliche Anordnung ist von der Maschinenfabrik Deutschland ausgeführt und in unten verzeichneter Quelle beschrieben.[1])

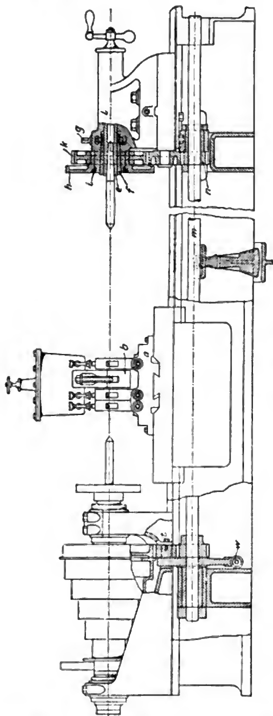


Fig. 659.

Derjenige Teil des Werkstücks, welcher dem Spindelkasten nahe liegt, wird von dem Mitnehmer in Anspruch genommen, kann sonach nicht bearbeitet werden. Um ihn abdrehen zu können, wendet man das Werkstück, d. h. legt dasjenige Ende, welches bisher von der Spindelstockspitze gestützt wurde, auf die Reitstockspitze. Dieses Wenden erfordert Zeit und ist besonders unbequem bei sehr langen Werkstücken. Man versieht deshalb in manchen Fällen auch den Reitstock mit einer angetriebenen Mitnehmerscheibe, welche benutzt wird, sobald der Mitnehmer an dem Spindelstock im Wege ist. Diese Einrichtung ist besonders wertvoll für das Abdrehen langer Wellen.[2]) Fig. 659 ist teilweise eine Vorderansicht, zum Teil ein Schnitt der hiernach von der Springfield Mach. F. Co. gebauten Wellendrehbank.[3]) Sie hat 300 mm Spitzenhöhe, 9,8 m Bettlänge und 7,3 m größten Spitzenabstand. Der Spindelstock und seine Ausrüstung weichen vom Gebräuchlichen nicht ab. Die Leitspindel ist genutet, um gleichzeitig als Zugspindel zu dienen. Das auf der Spindel sitzende große Stirnrad betätigt unter Vermittlung des Zwischenrades *t* die langgenutete Welle *m*.

[1]) Z. 1892, S. 1374, mit Abb.
[2]) Z. 1886, S. 855. Dingl. polyt. Journ. 1887, Bd. 264, S. 574; Bd. 266, S. 397.
[3]) Z. 1900, S. 1089, mit Abb.

Das Zwischenrad *t* dreht sich frei um einen an einer Scheibe festen Zapfen und die Scheibe läßt sich mittels des Wurmes *w* drehen, um das Zwischenrad aus- oder einzuschwenken. Mit *m* muß sich das am Reitstock gelagerte Rad *n* drehen; dieses dreht mittels eines Zwischenrades das Rad *k*, welches mit der Mitnehmerscheibe *h* verbunden ist, sich um den Hals des Reitstockes frei drehen läßt und durch den Ring *i* am Ablaufen gehindert wird. Soll die Drehbank im vorliegendem Sinne verwendet werden, so nimmt man den gewöhnlichen Querschlitten von der Bettplatte und befestigt an seiner Stelle eine Platte *a*, auf welcher drei schmale Querschlitten, die Brille *b*, und weiter zurück: unten eine Pumpe, die in der Zeichnung nicht zu sehen ist und oben ein Wassergefäß mit drei Auslaufhähnen angebracht ist. Der Stichel im am meisten links liegenden Schlitten schruppt das Werkstück vor, der folgende dreht es auf die Dicke, welche die Brille verlangt und der Stichel des rechts liegenden Schlittens vollendet die Arbeit. Weiteres ist nicht nötig, weil die zu bearbeitende Welle auf einer besonderen Abstechmaschine, vielleicht auf der Richtbank vorher abgestochen war. Für das angegebene Abdrehverfahren müssen — aus leicht ersichtlichen Gründen — die Drehbankspitzen weit hervorragen. Letztere und auch der Reitnagel sind demnach sorgfältig zu befestigen. Man sieht aus dem teilweisen Schnitt des Reitstockes, daß der im Reitnagel *e* steckende kegelförmige Zapfen der Spitze sehr lang ist, und daß *e* in einer außen kegelförmigen Büchse steckt. Diese ist gespalten und mit einer außen verzahnten Mutter versehen, in deren Verzahnung ein mittels des Vierkants *g* zu drehender Wurm greift.

Eine andere Ausführungsform einer solchen Drehbank ist in der unten verzeichneten Quelle[1]) beschrieben.

Es soll mit diesem Verfahren möglich sein, stündlich bis 7 m vorher gerichteter, angekörnter und abgestochener Wellen von etwa 50 mm Durchmesser fertig zu drehen.

Als zu den Spitzendrehbänken gehörig führe ich noch die Riemenrollendrehbank von H. Hessenmüller an. Sie ist nach amerikanischem Vorbild unter Verbesserung mancher Einzelheiten entworfen. Fig. 660, Tafel XXIV, ist eine Vorder-, Fig. 661 eine Seitenansicht dieser Maschine. Es wird die zu bearbeitende Riemenrolle oder das sonstige Werkstück auf einen Dorn gepreßt (S. 145) und mit Hilfe desselben zwischen die Spitzen der Drehbank gebracht; ein Mitnehmer vermittelt das Umdrehen des Werkstücks. Das Bett besteht aus einem viereckigen Rahmen *a*, an dessen Querseiten einesteils der Spindelstock, anderenteils der Reitstock gegossen ist (vgl. Fig. 620, S. 302). Auf diesem Rahmen *a* liegen zwei Längsbetten *b*; sie sind mittels zweier Schrauben, welche von der Welle *f* durch zwei Kegelradvorgelege gemeinsam gedreht werden, quer gegen die Drehbankachse zu verschieben, und zwar so, daß sie sich der Drehbankachse in gleichem Grade nähern oder sich von ihr entfernen. Unter Zuhilfenahme von Aufspannuten können die Querbetten *b* auf *a* befestigt werden. Auf jedem Querbett *b* ist ein Bettschlitten *c* zu verschieben, und zwar mittels der zugehörigen Leitspindel *l*. *c* trägt die beiden übereinander liegenden Schlitten *d* und *e*, welche sich quer gegen die Drehbankachse verschieben lassen, und zwar *d* mittels einer

[1]) Engineering, Dez. 1901, S. 836, mit Schaubild.

gewöhnlichen Schlittenschraube, die man entweder mittels einer aufgesteckten Handkurbel drehen oder auch selbsttätig von der Leitspindel *l* aus antreiben lassen kann. Zu letzterem Zweck läßt sich — nach dem Öffnen des Mutterschlosses — auf *l* ein Kegelrad festklemmen, welches dann die in den Abbildungen erkennbaren Räder betätigt. Auf *d* ist ein Hebel *k* drehbar gelagert, welcher einerseits mittels Zapfens in einen Schlitz des Oberschlittens *e* greift, anderseits durch den einstellbaren Lenker *i*, der um den Bolzen eines am Bett *b* festen Armes *h* schwingt, so fest gehalten wird, daß er beim Verschieben des Stichels längs *b* eine bestimmte Schwingung vollzieht und dadurch dem Stichel eine gewisse Querverschiebung erteilt. Durch dieses gleichzeitige Längs- und Querverschieben des Stichels wird die Wölbung der Riemenrollen erzielt (vgl. S. 94). Auf der hohlen Arbeitsspindel sitzt — in verschlossenem Kasten — ein Wurmrad, in welches der an der Antriebswelle *o* feste Wurm greift; auf *o* steckt anderseits die fünfstufige Antriebsrolle *p*. Die größte Drehungszahl der Arbeitsspindel verhält sich hiernach zur kleinsten etwa wie 6,25 zu 1. Links in Fig. 661 sieht man an *o* eine vierstufige Rolle, welche eine tieferliegende betätigt. Hier angebrachte — durch den Knopf *q* steuerbare — Stufenräder betätigen die langgenutete Welle *g*. Diese dient unter Vermittlung eingekapselter Räderwerke zum Drehen der beiden Leitspindeln *l*. Der selbsttätigen Schaltbewegung kann man sonach acht verschiedene Geschwindigkeiten erteilen.

Es sind die auf vorliegendem Wege gewonnenen busigen Flächen, wenn man nach Fig. 188 einen runden Stichel anwendet, glatt. Man hat außerhalb des die Antriebswelle *o* stützenden Armlagers *r* an *o* einen Dorn *m* befestigt, auf welchen die fertig gedrehte Riemenrolle gesteckt wird, um sie durch Abschmirgeln weiter zu glätten. Der einstellbare Arm dient als Stütze für die Schmirgelhölzer.

δ. Besondere Einrichtungen. Um die Schenkel der Eisenbahnwagenachsen abzudrehen, kann der Mitnehmer in der Mitte der Achsen angebracht werden, so daß nicht allein das sonst nötige Schwenken hinwegfällt, sondern auch beide Schenkel gleichzeitig zu bearbeiten sind. Nach der unten verzeichneten Quelle[1]) soll W. Sellers derartige Achsschenkeldrehbänke schon im Jahre 1851 gebaut haben. In der Mitte des Drehbankbettes ist ein Bock befestigt, in dem sich eine geeignet angetriebene kurze Röhre dreht. Diese Röhre ist in der Mitte ihrer Länge mit Öffnungen versehen, so daß der Mitnehmer von oben eingesteckt werden kann, worauf man die zu bearbeitende Achse von der Seite einsteckt. Hierzu dient ein mit der Maschine verbundener Drehkrahn. Es wird das Werkstück hierbei zwischen die Spitzen zweier Reitstöcke gebracht, welche die Enden des Maschinenbettes einnehmen. An jeder Seite des Antriebsbockes befindet sich eine Stichelhausanordnung. Es werden die betreffenden Bettplatten selbsttätig durch eine langgenutete, vor dem Bett gelagerte Welle angetrieben, indem ein auf dieser steckendes hyperboloidisches Zahnrad ein zweites, auf einer schrägen Welle sitzendes antreibt und diese an der Bettplatte gelagerte schräge Welle eine Art Schraube trägt, welche in eine am Bett feste Zahnstange greift.

Ähnliche Drehbänke sind von andern gebaut.[2])

---

[1]) Industrial Review, April 1886, No. 4, mit Abb.

[2]) Whitworth, Z. 1869, S. 950. White, The pract. mech. Journ., Juli 1874, S. 89, mit Abb. Putnam mach. Co., American Machinist, 31. März 1892, mit Abb.

Bei den bisherigen Erörterungen der Spitzendrehbank ist gewissermaßen als selbstverständlich vorausgesetzt, daß die von Spitze zu Spitze zu ziehende Linie wagrecht liegt. Es ist die liegende Drehbank allerdings fast ausschließlich im Gebrauch, doch ist auch die stehende Anordnung vorgeschlagen,[1]) und zwar in folgender Weise: Der Stichelhalter ist am Maschinengestell fest, das Werkstück nebst Spindel und Reitstock, auch das diese verbindende Bett werden senkrecht verschoben. Die Vorteile dieser stehenden Drehbank gegenüber der gebräuchlicheren liegenden Anordnung dürften vorwiegend in dem geringeren Raumbedarf und darin zu suchen sein, daß sie die Überwachung mehrerer Drehbänke seitens eines Arbeiters leicht macht. Bei längeren liegenden Drehbänken kann der Arbeiter meistens nur eine, höchstens zwei Maschinen bedienen, weil die Arbeitsstelle fortwährend ihren Ort ändert. Da die stehenden Drehbänke nur eine kleine Grundfläche bedecken und ihre Werkzeuge keinen Ortswechsel erfahren, so dürfte man — bei schlichter Arbeit — einem Arbeiter drei bis vier derselben anvertrauen können. Ein kleiner Vorteil der stehenden Drehbänke besteht noch in dem bequemeren Vor- und Ablegen längerer Werkstücke.

Unrunddrehbänke erzeugen in einer Drehungsebene verschiedene Halbmesser des Werkstücks, und zwar entweder dadurch, daß das Werkstück gegenüber dem ruhenden Stichel wechselnd zurückweicht und wieder vordringt, oder durch wechselndes Vorschieben und Zurückziehen des Stichels, während die Achse des Werkstückes ihren Ort nicht verläßt.

Zu der ersteren Art der Unrunddrehbänke gehören die sogenannten Patronendrehbänke und Drehbänke mit Ovalwerk.[2]) Sie haben für die Metallbearbeitung fast keine Bedeutung.

Das zweite zum Erzeugen unrunder Gestalten dienende Verfahren findet ausgedehnte Anwendung für das Hinterdrehen der Schneidwerkzeuge (Reibahlen, Fräser, Gewindeschneidzeuge u. desgl.).

Früher (S. 35) wurde nachgewiesen, daß die Lage der Richtlinie gegenüber der entstehenden Fläche sich ändere, wenn der Hauptweg des Stichels anders als geradlinig oder kreisbogenförmig sei, auch schon erwähnt, daß die damit verbundenen Nachteile nur bei geringen Abweichungen von diesen regelmäßigen Wegesgestalten zuzulassen seien. Das Hinterdrehen der genannten Werkzeuge verlangt nun nur geringe Abweichungen von der Kreisgestalt und ist deshalb auf vorliegendem Wege durchzuführen.

Die Elsässische Maschinenfabrik zu Gravenstaden bewegt[3]) mittels einer hinter dem Drehbankbett gelagerten, langgenuteten Welle eine an der Bettplatte gelagerte Kurbel (oder Hubscheibe), welche das Stichelhaus quer gegen die Drehbankachse hin und her verschiebt. Je nach dem Verhältnis der Drehungszahl dieser Kurbel zu der Drehungszahl des Werkstücks nähert sich der Stichel dem Werkstücke einmal oder gewissermaßen beliebig viele Male, während letzteres eine Drehung macht. Man kann die unrunden Querschnitte des Werkstücks spiralartig aufeinander folgen lassen, indem man

---

[1]) Haskins, Prakt. Masch.-Konstr. 1891, S. 92, mit Abb. Dingl. polyt. Journ. 1891, Bd. 281, S. 290, mit Abb.

[2]) Theorie des Ovalwerks, Dingl. polyt. Journ. 1868, Bd. 187, S. 458. Universaldrehbank von Müller & Koch, Z. 1876, S. 762, mit Abb. Dingl. polyt. Journ. 1876, Bd. 219, S. 394, mit Abb.

[3]) Dingl. polyt. Journ. 1869, Bd. 192, S. 445; Bd. 193, S. 169, mit Abb.

die Nut der oben genannten Antriebswelle schraubenartig gestaltet, oder für die Räderübersetzung ein ungrades Verhältnis wählt.

Ernst Schieß verwendete die durch Fig. 662 und 663 dargestellte Vorrichtung.[1]) Die hinter dem Drehbankbett gelagerte, langgenutete

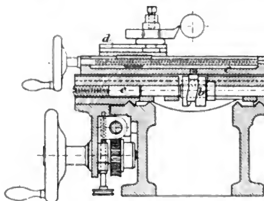


Fig. 662.

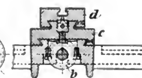
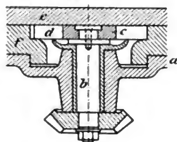


Fig. 663.

Welle *a* dreht mittels eines Kegelradpaares eine Querwelle und den auf dieser festsitzenden Körper *b*. Dieser ist mit einer krummen Nut versehen, in welche ein an dem Querschlitten *c* fester Stift ragt, so daß bei Drehung von *b* der Querschlitten *c* nebst Stichel sich rechtwinklig zur Werkstückachse hin und her verschiebt. Auf *c* sitzt der Stichelhausschlitten *d*, welcher behufs Einstellens des Stichels mittels Schraube und Handkurbel verschoben wird. Ein nachstellbarer Bolzen *e* gibt der Welle von *b* in deren Achsenrichtung eine sichere Lage.

Fig. 664.



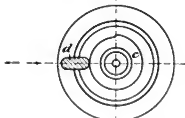


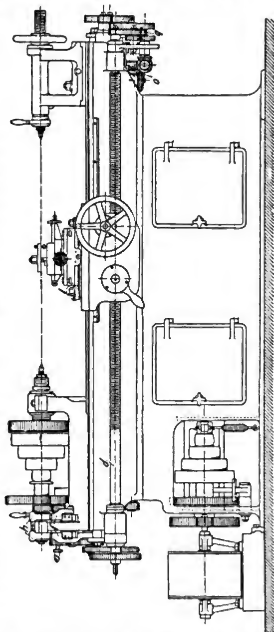
Fig. 665.

Durch die beiden angegebenen Verfahren kann nur rechtwinklig zur Werkstückachse hinterdreht werden. Das gleiche ist der Fall bei der von Brunk & Voß angegebenen[2]) Vorrichtung, bei welcher die Verschiebung durch eine an lotrechter Welle sitzende Kurbel bewirkt wird. Dem Bedürfnis, Fräser auch nach der Seite zu hinterdrehen, ist J. E. Reinecker durch die Anordnung gerecht geworden, welche Fig. 664 und 665 abbilden.[3])

In der Mitte der Bettplatte *a*, zwischen den „Wangen" des Bettes ist eine lotrechte Welle *b* gelagert, welche durch ein Kegelräderpaar, von einer im Bett der Drehbank gelagerten, langgenuteten Welle angetrieben wird. Auf ihr steckt eine Daumenscheibe *c*, und diese wirkt auf eine Nase *d* des

[1]) D.R.P. No. 1276. Glasers Annalen 1878, No. 33.
[2]) D.R.P. No. 7137. Dingl. polyt. Journ. 1881, Bd. 239, S. 345, mit Abb.
[3]) D.R.P. No. 23373. Dingl. polyt. Journ. 1883, Bd. 250, S. 443, mit Abb. D.R.P. No. 54070. Z. 1890, S. 1391, mit Abb.

Schlittens *e*. Eine Feder oder ein anderes Mittel sorgt dafür, daß die Nase *d* mit der Daumenscheibe *c* stets in Fühlung bleibt, so daß der Schlitten *e* in der Richtung des in Fig. 665 angegebenen Doppelpfeiles sich hin und her bewegt. Schlitten *e* wird in Bahnen der Platte *f* geradlinig geführt; *f* ist aber auf der Bettplatte *a* drehbar und feststellbar. Man kann demnach *f* eine solche Lage geben, daß die Verschiebungen des Schlittens *e* quer gegen die Drehbankachse gerichtet sind, oder daß ihre Richtung gleichlaufend zur Drehbankachse liegt oder endlich irgend einen Winkel mit dieser einschließt. Auf *e* ist, behufs Einstellens des Stichels, das Stichelhaus verschiebbar. Durch geeignete Räderübersetzung zwischen der Arbeitsspindel und der zum Betriebe der Hinterdrehvorrichtung dienenden, im Drehbankbett gelagerten lang genuteten Welle, ferner durch Wahl der Gestalt des Daumens *c* läßt sich der Verlauf der Hinderdrehung fast beliebig durchführen. Die Reineckersche sog. Universaldrehbank[1]) bietet ein sehr beachtenswertes Beispiel für die Einrichtung des in Rede stehenden Rädervorgeleges. Fig. 666 und 667 sind Ansichten dieser Drehbank, Fig. 668 bis 678 sind Schnitte oder stellen Einzelheiten dar. Man sieht in Fig. 668, rechts, die eigentliche Hinterdrehvorrichtung, wie sie vorhin beschrieben worden ist. Der Daumen ist hier mit *m*, der obere Schlitten mit *l* bezeichnet. Die stehende Welle dieser Vorrichtung betätigt ein an der Bettplatte gelagertes und auf der Welle *k* verschiebbares Kegelrad. Der Antrieb dieser Welle ist nun derartig eingerichtet, daß man spiralig verlaufende Fräser usw. zu hinterdrehen vermag, d. h. daß man die Drehungen des Daumens *m* in ein ungrades Verhältnis zu den Drehungen der Hauptspindel bringen und abhängig von der Bettplattenverschiebung machen kann. Die im Bett


Fig. 666.

[1]) American Machinist, 8. Aug. 1895, S. 95, mit Abb. Revue industrielle, Novbr. 1895, S. 473, mit Abb. Prakt. Masch. Konstr., 23. April 1896, S. 68, mit Abb. Z. 1897, S. 22, mit Abb.; 1900, S. 1165, mit Abb.

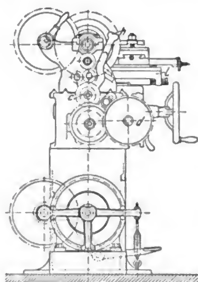


Fig. 667.

Fig. 668.

gelagerte Welle *e* überträgt ihre Drehungen durch ein sogenanntes Gegengetriebe (S. 179) auf die Welle *n*, und zwar, wenn das Kegelrad *o* ruht, derartig, daß sich *n* halb so rasch dreht als *e*. Auf *n* sitzt ein Stirnrad *p*,

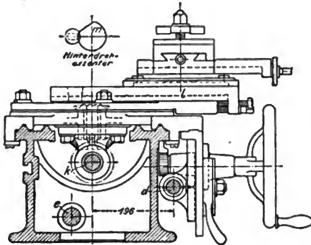
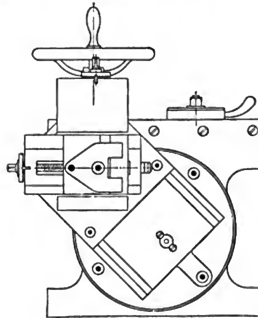
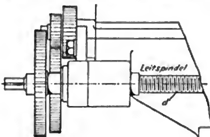


Fig. 669.


Fig. 670.

das unter Vermittlung von Wechselrädern (vgl. auch Fig. 672) die Welle *k* und damit den Daumen in festem Verhältnis zur Drehbankspindel umdreht.



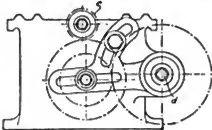
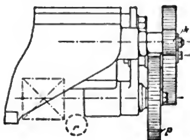


Fig. 671.



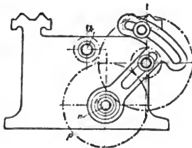


Fig. 672.

Diese Zustellung wird benutzt, wenn die zu hinterdrehenden Zähne nicht spiralig verlaufen.

Am rechtsseitigen Ende der Leitspindel *d* sitzt ein Zahnrad *q* (Fig. 666 und 673 bis 675), das durch Wechselräder, eine kurze Zwischenwelle und ein Kegelradpaar den Wurm *r* betätigt. Dieser greift in ein am Kegelrad *o*

festsitzendes Wurmrad, so daß durch seine Drehung das Übersetzungsverhältnis zwischen den Drehungen von *e* und *n* vermindert oder vergrößert wird.

Sollen Gewindebohrer, Fräser oder dgl., deren Längenverlauf unregelmäßig ist, hinterdreht werden, so entfernt man den in Fig. 666, 667 und 669

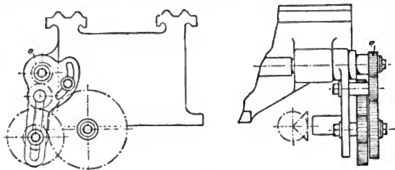


Fig. 673.

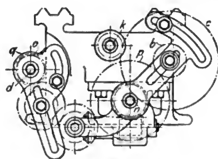


Fig. 674.

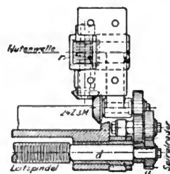


Fig. 675.

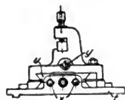


Fig. 676.

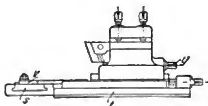


Fig. 677.

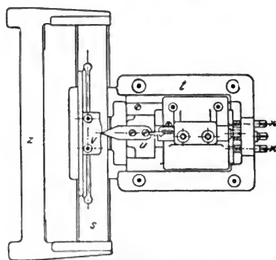


Fig. 678.

angegebenen Kreuzschlitten und ersetzt ihn durch eine Schlitteneinrichtung, welche die Stichelverschiebung von einer Lehre abhängig macht. Es wird auf den Schlitten *l* (Fig. 667 bis 669) eine Platte *t* (Fig. 676 bis 678) geschraubt, die so um eine Schiene *s* greift, daß sich einerseits *t* an *s* genau verschieben läßt, anderseits *s* die von dem Daumen *m* (Fig. 668 und 669) ausgehenden Verschiebungen des Schlittens *l* und der auf ihm befestigten

Platte *t* mitmachen muß. Die Verschiebungen der Schiene *s* in ihrer Längsrichtung hindern zwei Arme des am Drehbankbett befestigten Bügels *z*. Mit Hilfe einer an *s* ausgebildeten Aufspannut ist die Lehre *v* befestigt. An *t* wird der Schlitten *u* genau geführt und dieser führt in gleicher Richtung den Stichelhausschlitten. Zum Verschieben des letzteren, und zwar zum Einstellen des Stichels, dient die Schraube *y*. Der Schlitten *u* ist mit zwei langen Bohrungen versehen, in denen Schraubenfedern liegen. Gegen diese drücken runde, den Schrauben *XX* angeschlossene Plättchen, so daß durch Anziehen der Schrauben die Federn angespannt werden und den am Schlitten *u* befestigten Führungsfinger (Fig. 678 und 677) gegen die Lehre *v* drücken. Eine zwischen *XX* liegende Schraube soll verhindern, daß der Schlitten *u* unter dem Einfluß des Federdruckes zu weit vorschnellt, sobald der Führungsfinger über die Lehre *v* hinweg verschoben wird. Der Antrieb der Leitspindel *d* und der Welle *e* ist aus den Abbildungen zu erkennen, wenn bemerkt wird, daß sowohl zwischen *b* und *c* (Fig. 668) als auch im Antriebe der Welle *e* ein Wendeherz liegt; der Buchstabe *f* (Fig. 666) links bezeichnet die Arme der zu diesen Antrieben gehörenden Wendeherzen.

b) Die Plan- oder Kopfdrehbank. Sie unterscheidet sich von der Spitzendrehbank hauptsächlich durch das Fehlen des Reitstockes, kann also nur als Kopf- oder Planbank verwendet werden, während die meisten Spitzendrehbänke (vgl. früher gegebene Abbildungen) auch zur einseitigen Befestigung der Werkstücke am Kopf der Arbeitsspindel geeignet sind.

α) Das Bett der Kopfbank hat demnach nur die Kräfteausgleichung zwischen Arbeitsspindel und Werkzeug zu vermitteln. Es kommt übrigens bei ihm, ebenso wie bei dem Bett der Spitzendrehbank, auf die elastische Nachgiebigkeit, nicht aber auf die Bruchfestigkeit an. Dieser Umstand dürfte zu einem nicht zu billigenden Verfahren Veranlassung gegeben haben, nämlich zu unabhängiger Aufstellung einerseits des Spindelstockes, anderseits des Werkstückträgers auf den zugehörigen Fundamenten. Man findet diese Aufstellungsweise zuweilen bei Kopfdrehbänken für Werkstücke großen Durchmessers, für welche ein Spindelstock und Werkzeugträger genügend starr verbindendes Bett allerdings einigermaßen teuer zu stehen kommt. Es dürfte jedoch das Fundament, welches das Bett befriedigend zu ersetzen vermag, nicht billiger sein und doch noch die Gefahr einschließen, daß durch Senkungen des Erdbodens, Nachbinden des Mörtels u. dgl. die gegensätzliche Lage von Spindel und Werkzeug sich gelegentlich ändert.

Die Kopfbänke zeichnen sich vor den Spitzendrehbänken, wegen Fehlens des Reitstockes, durch größere Zugänglichkeit zum Werkstück aus. Daher findet man sorgfältig durchgebildete Einrichtungen für bequemes und rasches Wechseln der arbeitenden Werkzeuge vorwiegend bei den Kopfdrehbänken, und es dürfte gerechtfertigt sein, diese Einrichtungen — obgleich sie in beschränktem Grade auch bei Spitzendrehbänken, Hobel- und Bohrmaschinen vorkommen — an vorliegender Stelle ausführlicher zu erörtern.

β) Der Stahlwechsel.[1]) Die Bearbeitung der Werkstücke erfordert meistens die Anwendung verschiedener Stähle oder Stichel nacheinander. Man kann die zu diesem Zweck erforderliche Auswechslung der Stähle da-

[1]) Z. 1897, S. 733, mit Abb.

durch erreichen, daß man den Stichel, der seine Arbeit beendigt hat, aus dem gewöhnlichen Stichelhause entfernt und den folgenden einspannt und einstellt. Hierzu ist eine gewisse Zeit erforderlich. Hat jeder der Stähle weit länger zu arbeiten, als der Zeitverlust für den Stahlwechsel beträgt, so macht dieser sich nur wenig fühlbar, und es liegt kein Anlaß vor, ein solches am wenigsten Einrichtungskosten erforderndes Verfahren zu verlassen. Ist dagegen die eigentliche Arbeitszeit der einzelnen Stähle kurz, so drängt sich das Bedürfnis auf, die Zeit für das Bereitstellen der Stähle möglichst abzukürzen, ja erforderlichenfalls zu diesem Zweck größere Einrichtungskosten nicht zu scheuen. Beim Abwägen der Frage, bis zu welcher Höhe der Einrichtungskosten man gehen darf, um gegenüber dem angegebenen hausbackenen Verfahren noch Nutzen zu haben, spielt die Gegenfrage eine große Rolle: Für wie viel Werkstücke ist die teuere Einrichtung verwertbar? oder mit anderen Worten: Ist die Zahl der Werkstücke groß genug, daß die durch Verminderung des Zeitaufwandes für den Stahlwechsel zu erreichende Ersparnis die Kosten der Einrichtung reichlich deckt?

Daraus folgt ohne weiteres, daß besondere Einrichtungen für raschen Stahlwechsel, soweit sie der Art der Werkstücke angepaßt werden müssen, nur dann in Frage kommen können, wenn man sie für eine gewisse kleinste Zahl dieser Werkstücke sicher verwenden kann.

Für manche Fälle ist es möglich, den umständlichen Stahlwechsel dadurch zu umgehen, daß man die Bearbeitung in mehreren — vielleicht nebeneinander stehenden — Maschinen vornimmt, von denen jede nur mit einem ihrer Aufgabe angepaßten Stichel arbeitet. Dies Verfahren setzt bequemes Umspannen der Werkstücke voraus, oder deren Ortswechsel, ohne sie umzuspannen.[1])

Bei dem eigentlichen Stahlwechsel handelt es sich vor allen Dingen darum, dem einzelnen Stichel rasch die genau richtige Lage zu geben. Das kann dadurch geschehen — und geschieht bei Drehbänken —, daß man den Stichel in eine mit Anschlag versehene Fassung steckt, die nur auf-, bzw. angelegt und festgespannt zu werden braucht. Es handle sich z. B. darum, einen Gegenstand auszubohren, wofür verschiedene Werkzeuge nötig sind. Man stellt so viele winkelförmige Anschläge her, wie Werkzeuge erforderlich sind, legt sie nacheinander auf die Kante des gewöhnlichen Werkzeug-Oberschlittens der Drehbank, dessen Lage durch Marken oder Anschläge bestimmt ist und bohrt sie mittels eines in der Drehbankspindel steckenden Bohrers. Dann werden die einzelnen Werkzeuge mit Zapfen versehen, die in die gewonnenen Bohrungen passen, und je mit einem der winkelförmigen Anschläge fest verbunden. So ist der vorhin genannten Forderung genügt.

Es ist ferner möglich und üblich, die Stichel in gesonderte Stichelhäuser zu spannen und diese mit Hilfe geeigneter Mechanismen nacheinander gegen das Werkstück zu führen. Ich erinnere in dieser Beziehung nur an die heute gebräuchlichen Einrichtungen zum Gewindeschneiden mit Hilfe von Patronen.

Endlich lassen sich die Werkzeuge ein für allemal in einem gemeinsamen Körper befestigen, dem dann solche Lagen zu geben sind, daß die Werkzeuge nacheinander in richtiger Weise arbeiten. Über dieses Verfahren gedenke ich mich in dem Folgenden ausführlicher zu äußern.

[1]) Z. 1901, S. 1355.

Als Gegenstück zu diesem Stahlwechsel ist der Schützenwechsel der Webstühle anzuführen. Zur Erzeugung mancher gemusterter Gewebe sind verschiedene Schußfäden einzutragen. Das kann geschehen, indem der Weber aus dem bereit gelegten Vorrat von Schützen, welche die verschiedenen Fäden enthalten, den in Frage kommenden entnimmt und mit der Hand durch das Fach schiebt oder wirft. Dieses Verfahren ermöglicht die reichste Mannigfaltigkeit der Fäden und ist deshalb noch heute für die Gobelinweberei gebräuchlich, erfordert aber einen sehr großen Zeitaufwand. Eine kleine Zahl (etwa bis acht) Fäden und zugehörige Schützen lassen sich in ebensoviel neben- oder übereinander angebrachte Kasten legen, von denen durch geeignete Vorrichtungen jedesmal der richtige vor das Fach gebracht wird, so daß der Faden mit Hilfe des gewöhnlichen Webervogels oder des Schlagarmes des mechanischen Webstuhls eingetragen werden kann. Diese Schützenkasten können nebeneinander in einer Ebene angeordnet sein und winkelrecht zu ihrer Längsrichtung geradlinig verschoben

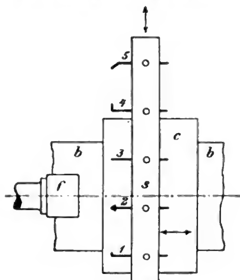


Fig. 679.

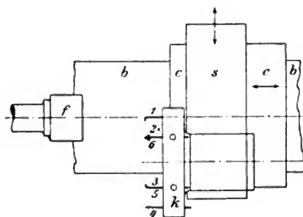


Fig. 680.

werden (Steiglade oder Schiebelade von Robert Kay 1760) oder trommelförmig zusammengefügt sein, so daß ihr Ort durch Drehen um die gemeinsame Achse wechselt (Revolverlade, Drehlade). Das letztere Verfahren erscheint zweckmäßiger als das erstere, weil sich an den letzten Schützenkasten ohne weiteres der erste anschließt, während bei der Schiebelade der Schützenkasten ganz und gar zurückgezogen werden muß, um den ersten Kasten wieder in die Anfangslage zu bringen. Trotzdem ist für manche die Steig- oder Schiebelade geeigneter als die kreisende Lade.

Der Stahlwechsel der Werkzeugmaschine wird auf gleiche Weise herbeigeführt, nämlich:

1. durch Verschieben der in einer Ebene nebeneinander eingespannten Stähle in gerader Linie (Fig. 679).

2. Durch Drehen der trommelförmig zusammengestellten Stähle um die gemeinsame Achse (Fig. 680).

Es kommt aber noch hinzu:

3. Drehen der sternförmigen Stichelanordnung um die Mitte des Sternes (Fig. 681).

Und endlich, in Anlehnung an 1.:

4. Verschieben der einander gegenüber eingespannten Stichel in gerader oder bogenförmiger Linie (Fig. 682).

Das letzte Verfahren ist im allgemeinen nur für zwei Stichel verwendbar und gibt kaum Veranlassung zu weiteren Erörterungen. Es sei bemerkt, daß der jetzt allgemein gebräuchliche Vorgang, auf der Drehbank mittels Patronen Gewinde zu schneiden: Einschwenken des im Ende eines Armes befestigten Stichels, mit dem unter 4 genannten Verfahren sich deckt.

In Fig. 679 bezeichnet *b* das Bett der Drehbank, *c* die längs des Bettes zu verschiebende Bettplatte, *s* den die Stichel 1 bis 5 tragenden Querschlitten und *f* das Drehbankfutter.[1]) Es ist leicht zu übersehen, daß zwischen zwei benachbarten Sticheln ein gewisser kleinster Abstand nötig ist, so daß je nach Art und Größe der Werkstücke und nach der Zahl der Stichel der Schlitten *s* nicht selten sehr lang ausfällt.

In Fig. 680 haben die Buchstaben dieselbe Bedeutung wie in Fig. 679; es ist der Buchstabe *k* neu hinzugekommen zur Bezeichnung des drehbaren Kopfes, der zum Einspannen der in ringförmiger Reihe angeordneten

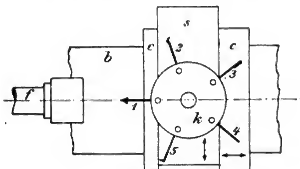


Fig. 681.

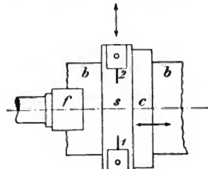


Fig. 682.

Stichel 1 bis 6 dient. Demgemäß ist *k* rund und mittels Zapfens im Querschlitten *s* oder um einen am Querschlitten *s* befestigten Zapfen[2]) drehbar, um die Stichel der Reihe nach zum Angriff zu bringen. Diese Anordnung ist weniger sperrig als die vorige, es macht sich jedoch der Umstand, daß der Kopf *k* zwischen Arbeiter und Werkstück liegt, dadurch oft unangenehm geltend, daß die Beobachtung der Arbeit erschwert wird.

Günstiger ist die sternförmige Anordnung (Fig. 681). In dieser Figur bedeutet, wie bisher, *f* das zum Festhalten des Werkstücks bestimmte Drehbankfutter, *b* das Bett, *c* die verschiebbare Bettplatte, *s* den Querschieber, der oft entbehrlich ist und dann weggelassen wird, endlich *k* den um seine aufrechte Mittelachse drehbaren, die Werkzeuge 1 bis 5 enthaltenden Kopf.[3]) Bei dieser Anordnung ragt der zurzeit arbeitende Stichel 1 den anderen

---

[1]) Vgl. u. a. Sponholz-Wrede, Dingl. polyt. Journ. 1892, Bd. 283, S. 143.

[2]) Hasse, D.R.P. No. 3765; Dingl. polyt. Journ. 1879, Bd. 232, S. 220, mit Abb.

[3]) Es scheint — entgegen der von mir in der Z. 1895, S. 1099 ausgesprochenen Ansicht — dieses die älteste Einrichtung für den Stahlwechsel zu sein; denn es heißt in American Machinist, April 1895, S. 270. „The Jones & Lamson establishment is one of the pioneers in the machine tool business in this country, and built the first turret head screw machines in 1855." Mit dem Namen „turret head" bezeichnet man in Amerika und England den in Fig. 681 angegebenen Kopf *k*, der in der Seitenansicht eine gewisse Ähnlichkeit mit einem niedrigen Festungsturme hat.

gegenüber erheblich vor, so daß der Raum rings um das Werkstück erst dann von benachbarten Werkzeugen beschränkt wird, wenn der Kopf *k* mehr als sechs Werkzeuge aufnimmt, oder wenn diese sehr lang sind.

Unter 4 fällt beispielsweise dasjenige Verfahren, welches man wohl anwendet, wenn es sich nur darum handelt, das Werkstück abzudrehen und dann abzustechen. In Fig. 682 ist wie bisher *f* das an der Drehbankspindel befestigte Futter, *b* das Drehbankbett, *c* die Bettplatte und *s* der Querschlitten. Dieser enthält den zum Abdrehen bestimmten Stichel 1 und gegenüber den Abstechstahl 2. Durch Verschieben des Querschlittens *s* auf der Bettplatte *c* bringt man die Werkzeuge zum Angriff oder zieht sie zurück. Das hierdurch gekennzeichnete Verfahren und die zugehörige Einrichtung dienen nicht selten zur Ergänzung der unter 1 bis 3 genannten Verfahren, um die Zahl der Stähle bei diesen nicht zu groß werden zu lassen.

Man hat nun auch den durch Fig. 686 dargestellten Kopf so umzugestalten gewußt, daß das Werkstück bequemer zugänglich bleibt und das

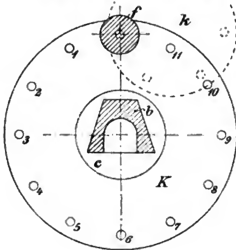


Fig. 683.

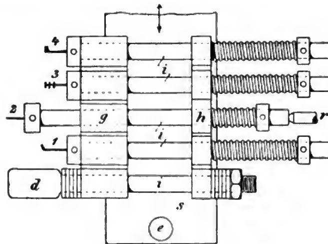


Fig. 684.

arbeitende Werkzeug besser überwacht werden kann. Seit etwa 1895 versieht in geeigneten Fällen die Leipziger Werkzeugmaschinenfabrik, vorm. W. v. Pittler, ihre eigenartige Drehbank[1]) mit einem Kopf *K* (Fig. 683), der um den kreisrunden Schlitten *c* drehbar ist. Hierdurch erhält der Ring, in welchem die Stichel, z. B. 1 bis 12, verteilt sind, einen großen Durchmesser; man kann also ohne weiteres einen verhältnismäßig weiten Abstand der Stichel anwenden. Von noch größerem Wert ist der Umstand, daß keiner der Stichel über die Mitte der Drehbankspindel, bzw. des Futters *f* nach oben hervorragt, also dem Arbeiter freie Übersicht gewährt wird. Man vergleiche damit den Zustand, den der in Fig. 683 einpunktierte, nach Art der Fig. 680 angeordnete Drehkopf *k* hervorbringt. Hier ist gleiche Stichelentfernung wie für *K* angenommen, dagegen die Stichelzahl auf die Hälfte vermindert, und trotzdem baut sich der Kopf *k* in recht störender Weise zwischen dem rechts stehenden Arbeiter und dem arbeitenden Werkzeug auf.

---

[1]) Z. 1891, S. 1315, mit Abb.

Für den Stahlwechsel durch Querverschiebung des die Stichel enthaltenden Schlittens (Fig. 679) hat Sutcliffe eine sehr bemerkenswerte Verbesserung vorgeschlagen,[1]) die gestattet, die Stichel in geringem Abstande nebeneinander zu legen, also den Schlitten und seinen Verschie-

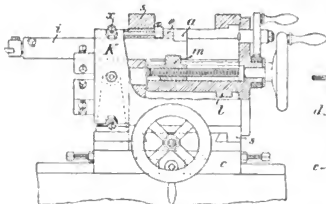


Fig. 685.

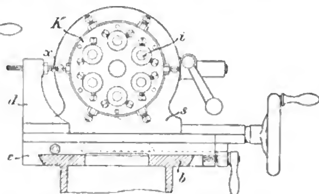


Fig. 686.

bungsweg kurz zu machen. In Fig. 684 bezeichnet *s* den mittels eines Handgriffes *e* verschiebbaren Werkzeugschlitten. Daran sind Augen *g* und *h* ausgebildet, in denen prismatische Stangen *i* stecken. In die dem Arbeiter zunächst liegenden Augen kann die Auflage oder Vorlage *d* für Handstichel gesteckt werden, was nebensächlich ist; die Stangen *i* sind je an ihrem linksseitigen Ende zur Aufnahme der zum eigentlichen Stahlwechsel gehörigen Stichel 1, 2, 3 u. 4 geeignet eingerichtet.

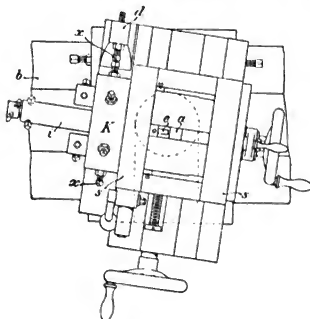


Fig. 687.

Auf der rechten Seite des Schlittens *s* sind Schraubenfedern angebracht, welche die Stichhalter *i* nach rechts ziehen, während der Reitnagel *r* der Drehbank benutzt wird, um den in die Drehbankachse fallenden Stichelhalter nach links zu verschieben. In Fig. 684 ist angenommen, daß der zum Stichel 2 gehörige Halter in der Drehbankachse liege und zum Arbeiten bestimmt sei. Man sieht ohne weiteres aus der Figur, daß der Stichel 2 die benachbarten weit genug überragt, um durch die Nachbarstichel nicht beengt zu werden.

Der dieser Anordnung zugrunde liegende Gedanke ist der Ausgangs-

[1]) D.R.P. No. 15968 vom 13. März 1881.

punkt für den durch Fig. 685, 686 und 687 dargestellten Drehkopf *K*, der von Max Hasse & Co. angegeben ist.[1])

Der Kopf *K* ist in dem Querschlitten *s* oder, wenn ein Querschlitten nicht nötig ist, in einem entsprechend gestalteten Gehäuse um seine wagerechte Achse drehbar. Er enthält in ringförmiger Anordnung eine Anzahl, z. B. 6, gleichlaufend zu einer Achse liegende Bohrungen, in denen die Stichelhalter *i* verschiebbar sind. Nur derjenige Stichelhalter, den man gebraucht, wird vorgeschoben, während die übrigen sich in zurückgezogener Lage befinden. Das wird auf folgende einfache Weise erreicht: in der Achse des Drehkopfes *K* liegt eine mittels Handrades zu drehende Schraube, deren Mutter in eine Ausklinkung des in oberster, d. h. Gebrauchslage befindlichen Werkzeughalters *i* greift, so daß durch Drehen der Schraube der Stichelhalter verschoben wird. Ist der Stichelhalter zurückgezogen und wird dann der Kopf *K* gedreht, so greift eine rings um die feste Hülse der Schraube laufende Leiste *l* in die Ausklinkung, so daß der Werkzeughalter in seiner zurückgezogenen Lage verharren muß, während der nun nach oben kommende Stichelträger mit seiner Kerbe über die Mutter *m* gerät und durch diese verschoben werden kann. Der vorliegende Drehkopf gewährt also denselben Vorteil wie die Sutcliffesche Anordnung: die freie Lage des arbeitenden Stichels vor den andern trotz engen Zusammenbaues der Stichelhalter zeichnet sich aber außerdem dadurch aus, daß der Stahlwechsel durch Umdrehen statt durch geradliniges Verschieben des Werkzeughalters erreicht wird, und ist auch im übrigen viel handlicher.

Der Vollständigkeit halber möge noch angeführt werden, daß W. Lorenz[2]) vorgeschlagen hat, die Werkzeuge weder winkelrecht noch gleichlaufend, sondern geneigt zur Drehachse des Stahlwechselkopfes zu legen. Ich vermag hierin im vorliegenden Sinne keinen Vorteil zu erblicken.

Für die Auswahl unter den angegebenen Stahlwechseleinrichtungen sind nun die bisher erörterten Fragen: Welche von ihnen beschränkt den Raum um den arbeitenden Stichel am wenigsten, und welche Form des Wechsels, die geradlinig verschiebende oder die drehende, ist die zweckmäßigste? nicht allein maßgebend. Es ist vielmehr zunächst die Frage zu berücksichtigen, welche dieser verschiedenen Formen des Stahlwechsels unter sonstigen gleichen Umständen die Sicherung der Lage des arbeitenden Stichels am besten gewährleistet. Diese Frage läßt sich dahin beantworten, daß im allgemeinen die weit hervorragenden Stichelhalter nach Fig. 684, 685, 686 und 687 am wenigsten geeignet sind, starke Späne abzunehmen, daß die Widerstandsfähigkeit der Stichelfassungen nach Fig. 679, 680 und 681 größer ist, und am größten bei der durch Fig. 683 dargestellten Anordnung.

Sogenannte Werkzeugbüchsen (S. 139 und 140), d. h. Werkzeughalter, bei denen gegenüber der Schneide eine Stütze für das Werkstück liegt, können diese Unterschiede einigermaßen verwischen.

Das Wechseln selbst kann unmittelbar durch die Hand geschehen. Vielfach geschieht es selbsttätig, indem ein Sperrwerk den Stichelkopf beim Zurückziehen und Vorschieben dreht. Es sei dabei bemerkt, daß mir nur für Drehköpfe solche selbsttätige Einrichtungen bekannt sind.

---

[1]) D.R.P. No. 17298 vom 13. Mai 1881 (Zusatz zu D.R.P. No. 3765).

[2]) D.R.P. No. 46525.

Sowohl bei dem Betätigen der Wechseleinrichtung unmittelbar durch die Hand, wie auch bei dem soeben angedeuteten selbständigen Drehen muß der Kopf nachher verriegelt werden, um die Werkzeughalter in der beabsichtigten Lage sicher festzuhalten.

Für dieses Verriegeln verwendet man häufig einen Pflock *a* (Fig. 688) zylindrischer Gestalt, der von Hand eingesteckt und herausgezogen oder durch mechanische Vorrichtungen[1]) bewegt wird. Füllt dieser Pflock nicht beide Löcher der gegeneinander zu verriegelnden Teile vollständig aus, so wird, wie in Fig. 688 angedeutet ist, die Verriegelung unsicher. Einen

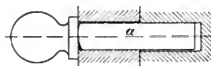


Fig. 688.

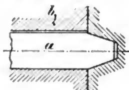


Fig. 689.

gewissen Spielraum muß man aber dem Pflock in den Löchern geben, um das Einschieben und Herausziehen nicht zu sehr zu erschweren; diese Verriegelung muß sonach immer als nicht ganz vollkommen angesehen werden. Man findet deshalb zuweilen, daß neben der Verriegelung der drehbare oder verschiebbare Werkzeughalter fest gegen seine Führung gepreßt wird. Die Abnutzung des Pflockes wie der Löcher sucht man durch Härten des stählernen Pflockes und Ausfüttern der Löcher mit gehärteten Büchsen zu verringern. Andere geben dem vorderen Ende des Riegels *a* (Fig. 689) eine kegel- oder keilförmige Gestalt und lassen ihn durch eine Feder eindrücken, so daß die Riegelflächen an diesem Ende beiderseits sicher anliegen.[2]) Zwischen dem Schaft des Riegels *a* und dem Stück *b* der verriegelten Teile bleibt jedoch der angegebene Spielraum bestehen, so daß die Unsicherheit durch diese Riegelgestalt nur auf die Hälfte vermindert ist. Huré hat bei dem kleinen Kopfe seiner Drehbank[3]) den keilförmigen Riegelkopf zu einem Hebel ausgebildet, der sich um einen Bolzen dreht, so daß der in Rede stehende Übelstand weiter vermindert ist.

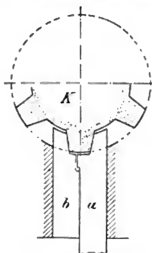


Fig. 690.

Endlich schlagen Max Hasse & Co. folgende Verriegelungen vor:[4]) der Drehkopf *K* (Fig. 690) wird mit abgestumpft keilförmigen Zähnen versehen, gegen welche die zwei Riegel *a* und *b* durch Federn angedrückt werden. Durch die schrägen Flächen der Zähne werden die Riegel auseinander gepreßt, so daß beide Außenflächen sich fest gegen die Wände der Führung legen, ein etwaiger Spielraum also in unschädlicher

[1]) Publ. industrielle 1880, Bd. 26, S. 385, mit Abb.; ebenda 1887/88, Bd. 31, S. 359, mit Abb. Conradson, D.R.P. No. 76753. v. Pittler, Z. 1891, S. 1318, mit Abb. Elsäss. Maschb.-Ges., Z. 1900, S. 1277.

[2]) Sutcliffe, D.R.P. No. 15968. Jones & Lamson, Z. 1892, S. 1376, mit Abb. Conradson, D.R.P. No. 76753.

[3]) Public. industrielle 1887/88, Bd. 31, S. 359, mit Abb.

[4]) D.R.P. No. 65910 vom 19. März 1892.

Weise zwischen den Riegeln auftritt. Um den Stichel zu wechseln, wird der Kopf in gewöhnlicher Weise zurückgezogen, wobei eine feste Keilfläche gegen eine Nase des Riegels *a* stößt und ihn nach unten zieht; dabei greift ein Vorsprung von *a* (Fig. 691) gegen eine Schulter von *b* und nimmt den letzteren Riegel mit, so daß nunmehr *K* gedreht werden kann. Die Keilfläche, welche *a* niedergezogen hatte, gleitet dann über die betreffende Nase hinweg, *a* schnellt wieder empor (Fig. 692), während der demnächst festzuhaltende Zahn den Riegel *b* zunächst noch zurückhält. Erst wenn dieser Zahn nahezu in seine neue Lage gekommen ist, wird auch *b* durch seine Feder emporgeschoben und vollzieht die Verriegelung.

In der Nähe der Stelle, an welcher der Schnitt aufhören soll, hat der Arbeiter besondere Vorsicht anzuwenden, um zu verhüten, daß sie überschritten wird. Bei Wiederholung derselben Arbeit sucht man diese Aufgabe durch eine den Schlittenweg begrenzende Marke zu erleichtern, oder besser durch einen festen Anschlag, mit dem wohl eine Vorrichtung verbunden ist, welche die selbsttätige Zuschiebung auslöst, sobald der Schlitten diesen Anschlag erreicht hat. Wenn derartige Vorrichtungen sich schon nützlich erweisen bei Maschinen, die längere Zeit für die Arbeit oder von dem Augenblick des Angreifens bis zur Vollendung des Schnittes gebrauchen, so ist das noch vielmehr der Fall bei denjenigen Maschinen, für die man einen raschen Stahlwechsel für zweckmäßig hält. Es mögen deshalb in dem folgenden die mir bekannt gewordenen Anschläge für Drehbänke mit Stahlwechsel, die selbstverständlich auch für andere Werkzeugmaschinen als Drehbänke zu verwenden sind, wenn bei ihnen ein ähnlicher Stahlwechsel angeordnet ist, erörtert werden. Man findet zuweilen für sämtliche Stichel einer Stahlwechseleinrichtung nur einen gemeinschaftlichen Anschlag für die Längsverschiebung und, wenn die Spanabnahme auch quer gegen die Drehbankachse stattfindet, einen zweiten gemeinschaftlichen Anschlag für die Querverschiebung.[1]) Daraus ergibt sich folgendes Verfahren für das Einspannen der einzelnen Werkzeuge. Man stellt den Anschlag bei den Versuchsarbeiten für das erste Werkzeug richtig ein und spannt nun alle übrigen Werkzeuge so ein, daß sie ihre Arbeit gerade in dem Augenblicke vollendet haben, in dem der Schlitten gegen den für das erste Werkzeug passend eingestellten Anschlag stößt. Welcher Menge von Schwierigkeiten begegnet man hierbei! Nicht selten entschließt man sich, den Anschlag für ein später zum Angriff kommendes Werkzeug einzustellen, weil dieses

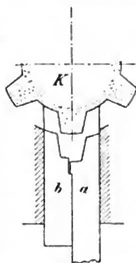


Fig. 691.

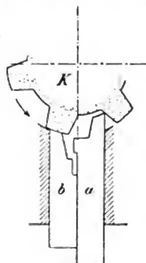


Fig. 692.

[1]) Lorenz, Dingl. polyt. Journ. 1877, Bd. 226, S. 136. Pihet, Public. industrielle 1880, Bd. 26, S. 385. Brown & Sharpe, ebenda 1884, Bd. 30, S. 11. Huré, ebenda 1887/88, Bd 31, S. 359.

besonders schwer zum bereits festgelegten Anschlage passend einzuspannen ist. Dann muß das erste Werkzeug wieder umgespannt werden usw. Ich habe auch gesehen, daß man sich besonderer Paßstücke bedient, die zwischen die beiden Anschlagflächen gelegt werden. Allein das muß auch als Notbehelf angesehen werden, da die Herrichtung solcher Paßstücke einen gewissen Zeitaufwand erfordert und außerdem der Arbeiter das Paßstück mit einer Hand halten muß, während er mit der andern den Schlitten verschiebt. Eine wirklich befriedigende Lösung der vorliegenden Aufgabe bedingt, jedem Werkzeuge seinen eigenen Anschlag zu geben, so daß man es fast unbekümmert um diesen einspannen kann und nachträglich den Anschlag einstellt. Jeder, der einmal die Versuchsarbeit für das Einstellen der Werkzeuge einer mit Stahlwechsel versehenen Maschine durchgeführt hat, wird zugeben, daß auch in diesem Falle das Einspannen der Werkzeuge Schwierigkeiten genug verursacht.

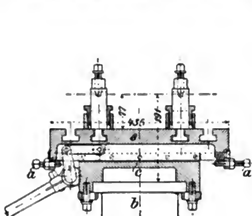


Fig. 693.

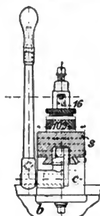


Fig. 694.

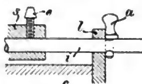


Fig. 696.

Indem ich versuche, eine knappe Übersicht der hierher gehörigen Einrichtungen zu geben, sehe ich davon ab, sie nach ihrem Alter zu ordnen, beginne vielmehr mit den einfacheren und gehe dann zu den Einrichtungen über, welche gesteigerten Anforderungen genügen.

Den Anschlag für den einen im einschwenkbaren Arme der Patronendrehbänke sitzenden Stichel führe ich nur der Vollständigkeit halber hier an; es wird das Maß des Einschwenkens durch die Patrone begrenzt.

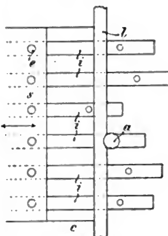


Fig. 695.

Für den mit zwei einander gegenüber liegenden Sticheln versehenen Stahlwechselschlitten sind die beiden Anschläge z. B. in folgender Weise anzubringen. Fig. 693 und 694 stellen einen solchen Schlitten in zwei Schnitten dar.[1]) *b* bezeichnet das Bett, *c* die Bettplatte, *s* den Stahlwechselschlitten. In diesem sind für jedes Stichelhaus zwei Aufspannuten vorhanden, damit man die Stichel dem Werkstückdurchmesser im Groben anpassen kann. An jedem Ende des Schlittens *s* befindet sich unten eine Anschlagschraube *a*, deren Spitzen nach vollzogener Verschiebung von *s*

[1]) Bardons & Oliver, Cleveland, O. American Machinist, 18. Febr. 1892, mit Abb.

gegen die Bettplatte *c* stoßen. Der Schlitten wird, wie aus der Figur ohne weiteres hervorgeht, mittels eines Handhebels verschoben.

Ein Beispiel für mehrere voneinander unabhängige Anschläge stellen Fig. 695 und 696 im Grundriß und senkrechten Schnitt dar. Ich sah diese Einrichtung bei Drehbänken, welche **Fritz Kaeferle** in Hannover für eigenen Bedarf gebaut hat. *c* bezeichnet die Bettplatte, auf welcher der den Drehkopf tragende Querschlitten *s* verschiebbar ist. *s* ist mit so vielen zur Aufnahme der Stäbe *i* geeigneten Löchern versehen, wie Anschläge in der Querrichtung der Drehbank verlangt sind. An der Bettplatte *c* ist eine feste Leiste *l* angebracht, die in gleicher Folge mit der gleichen Zahl Bohrungen versehen ist wie der Schlitten *s*. Nachdem die Stichel in dem Drehkopf passend befestigt sind, bringt man sie der Reihe nach zum richtigen Angriff, steckt in das Loch des zugehörigen Stabes *i* den Pflock *a*, schiebt den Stab *i* so weit in den Schlitten *s*, wie der Pflock *a* gestattet, und befestigt den Stab *i* mittels der Druckschraube *e* im Schlitten *s*. Nachdem diese Einstellung vollzogen ist, hat der Arbeiter nur den Pflock *a* in richtiger Reihenfolge in die Stäbe *i* zu stecken, um die zutreffende Begrenzung für den Weg des betreffenden Schlittens zu gewinnen. Statt mit der Hand jedesmal den Pflock in die betreffende Stange zu stecken, kann

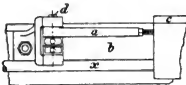


Fig. 697.

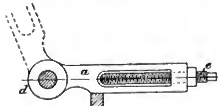


Fig. 698.

man bei etwas andrer Anordnung auch die Stange herausnehmen und durch die folgende ersetzen; es muß nur für Handlichkeit des letzteren Verfahrens gesorgt werden. Dieser Forderung scheint die durch Fig. 697 dargestellte Einrichtung zu entsprechen. Es handelt sich darum, die Verschiebungen des Stichelträgers in der Richtung der Drehbankachse zu begrenzen. Zu dem Zwecke ist[1]) vor dem Bett *b* der Drehbank ein senkrechter Bolzen *d* gelagert, um den drei Arme *a*, die Anschläge, sich drehen lassen. Im Ende jedes Anschlages *a* steckt eine Schraube, deren Kopf bestimmt ist, der an der Bettplatte *c* sitzenden Schürze den Weg zu begrenzen. Man hat also nur nötig, denjenigen der drei Anschläge *a* gegen das Bett zu schwenken, der zu dem in Arbeit zu bringenden Stichel gehört, während die beiden andern Anschläge ausgeschwenkt bleiben. *x* bezeichnet die Spindel für die selbsttätige Zuschiebung.

Ganz ähnliche Anschläge sind für die Querverschiebung des Stichelträgers verwendet.[2]) Der Bolzen *d* (Fig. 698) liegt wagerecht und steckt in einer breiten Gabelung am hinteren Rande der Bettplatte; man schwenkt also die Anschläge *a* in senkrechter Ebene ein und aus. Das Muttergewinde der Einstellschraube *e* befindet sich in dem Anschlage, und eine Gegenmutter verhindert zufälliges Drehen der Schraube.

Angesichts des Umstandes, daß die Stichel regelmäßig in derselben

---

[1]) **W. H. Astbury**, Engineering, 26. Aug. 1892, S. 273.
[2]) **Linley**, Revue industrielle, Juni 1896, S. 253.

Reihenfolge zur Anwendung kommen, was schon zugunsten der drehbaren Stahlwechselköpfe spricht, liegt es nahe, auch die Anschläge so einzurichten, daß der folgende an die Stelle des vorigen durch eine Drehbewegung der zusammengefaßten Anschläge tritt, die immer in derselben Richtung erfolgt. Eine solche Anordnung hat die Gisholt Machine Co. nach Fig. 699 angewendet.[1]) Ein um seine Längsachse drehbares Prisma ist mit Löchern *l* versehen, in welche die Frösche *f* geschraubt werden; in diesen stecken die Anschlagschrauben *e*. Das Prisma kann entweder an dem verschiebbaren Teile gelagert sein, während die unveränderliche Anschlagfläche an dem festen Teile sitzt, oder umgekehrt. Es ist für die Begrenzung sowohl der Verschiebungen in der Richtung der Drehbankachse

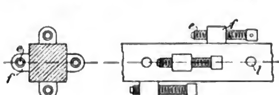


Fig. 699.

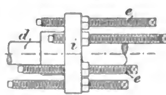


Fig. 700.

als auch derjenigen quer dazu im Gebrauch. Manche Maschinenbauer haben die Frösche *f* statt in der angegebenen Weise mit Hilfe von Aufspannuten, die längs des Prismas liegen, befestigt.

An den Drehbänken, welche die Gisholt Machine Co. 1893 in Chicago ausgestellt hatte, habe ich nur die Form der in Rede stehenden Anschlagvorrichtung gefunden, die Fig. 700 in zwei Ansichten darstellt. Die Anschlagschrauben *e* stecken in einer Scheibe *i*, die auf der Welle *d* befestigt oder mit ihr aus einem Stück angefertigt ist.

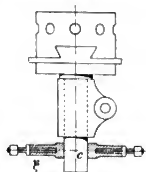


Fig. 701.

Der folgende Schritt: diese Prismen oder Wellen mit Anschlagschrauben von dem Drehkopfe aus selbsttätig drehen zu lassen, also dem Arbeiter die Aufgabe, die Anschlagwellen in zutreffender Weise zu drehen, abzunehmen, ist nun ohne weiteres gegeben; die Gisholtschen Drehbänke der 1893er Ausstellung waren zum Teil derartig ausgerüstet, indem z. B. ein am Drehkopfe sitzendes Schraubenrad in ein gleiches auf der Anschlagwelle befestigtes griff. Die Anschlagwelle *d* (Fig. 700) war dabei an dem betreffenden Schlitten gelagert.

Die ältere von Pittlersche Drehbank[2]) erreicht die selbsttätige Einstellung der Anschläge auf kürzerem Wege. Da der Zapfen *c* (Fig. 701) des Drehkopfes außerhalb des Bettes liegt, so kann er ohne weiteres verlängert werden und unterhalb der Klemmhülse, in der er ruht, einen sternartigen Anschlag *ξ* aufnehmen. Auch bei dem Hasseschen Drehkopf vom Jahre 1881 (Fig. 685, 686 u. 687, S. 332) ist diese wichtige selbsttätige Einstellung der Anschläge schon in sehr einfacher Weise erreicht; jeder Werkzeughalter *i* besitzt einen besonderen einstellbaren Anschlagstift *e*, gegen den die an *i* befestigte Nase *a* stößt, sobald der Werkzeughalter um das

[1]) American Machinist, 5. Nov. 1891, mit Schaubild. Iron, 11. März 1892, S. 224, mit Schaubild.

[2]) Z. 1891, S. 1318, mit Abb.

vorgeschriebene Maß vorgedrungen ist. Der vorliegende Hassesche Drehkopf enthält aber nicht allein die beschriebene Selbsttätigkeit der Anschläge, welche bestimmt ist, die Stichelbewegung in der Achsenrichtung des Kopfes zu begrenzen, sondern gleichzeitig eine ebenso einfache Anordnung für die rechtwinklig zur Kopfachse auszuführenden Stichelverschiebungen. Die am Kopfe *K* sitzenden einstellbaren Schrauben *x* stoßen nach vollendeter, quer zur Achsenrichtung des Kopfes gerichteter Verschiebung gegen eine im oberen Ende des festen Böckchens *d* angebrachte Schraube. Diese hübschen Lösungen zeichnen sich noch dadurch aus, daß beide Anschlaggruppen auch für das Bearbeiten kegelförmiger Flächen benutzbar sind, wie Fig. 687 andeutet.

Weniger einfach, aber auch in sinnreicher Weise, löst die Jones & Lamsonsche Stahlwechselvorrichtung[1]) die vorliegende Aufgabe. Das, um was es sich hier handelt, stellt Fig. 702 im senkrechten Schnitt (Fig. 703) im Grundriß dar. In dem Bett *b* der Drehbank ruhen so viele Stäbe *a*, wie sich Stichel im Drehkopf *K* befinden. In dem Schlitten *s*, der den Drehkopf *K* enthält, sind ebensoviele um einen gemeinsamen Bolzen drehbare Klinken *c* angebracht. Diese Klinken greifen, wenn der Schlitten *s* von rechts nach links und der in *K* steckende arbeitende Stahl gegen das Werkstück bewegt wird, schließlich in eine Kerbe des betreffenden Stabes *a* und begrenzen dadurch zunächst den Weg nach links. Da die verschiedenen Werkzeuge verschieden weit vordringen müssen, so ragen auch die Stäbe *a* (Fig. 703) verschieden weit nach links vor, und es ist noch erforderlich, daß nur diejenige Klinke *c* in die Kerbe des zugehörigen Stabes *a* greift, die sich auf den arbeitenden Stichel bezieht. Zu diesem Zwecke ist jede Klinke mit einem Stäbchen *d* versehen, dessen hakenförmig umgebogenes oberes Ende in eine am unteren Rande des Drehkopfes *K* angebrachte Vertiefung fällt, sobald die zugehörige Klinke *c* eingreifen soll. Die Stäbchen *d* sind verschieden lang, und die Vertiefungen im Drehkopf liegen verschieden hoch (in der Fig. 702 ist der Raum für die erforderlichen sechs Vertiefungen zu niedrig angegeben, woran ich insofern unschuldig bin, als die Patentschrift, nach der ich die Figur hergestellt habe, denselben Fehler enthält), so daß, wenn *K* ruckweise gedreht wird, nur die bestimmte Klinke *c* niederfallen kann. Die Stäbe *a* werden nun bei dem Versuchsdrehen nach rechts oder links verschoben, so daß ihre Kerben die richtige Lage erhalten, und dann durch in der Platte *p* befestigte Schrauben festgehalten.

Fig. 702.

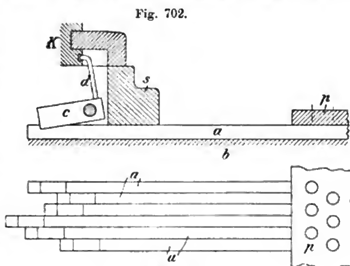


Fig. 703.

[1]) D.R.P. No. 67202 vom 2. Okt. 1891. Z. 1892, S. 1376, mit Abb.

Es ist weiter oben gesagt, daß die in die betreffende Kerbe des Stabes *a* gefallene Klinke *c* die Weiterbewegung des Schlittens *s* hindere. Damit begnügen sich jedoch die Erfinder nicht. Sie haben vielmehr vorgesehen, daß der gemeinschaftliche Bolzen der Klinken ein wenig nach rechts ausweichen kann, und benutzen diese kleine Verschiebung zum Auslösen der selbsttätigen Zuschiebung. Es liegt hierin eine weitere bedeutungsvolle Vervollkommnung der Stahlwechselvorrichtung.

De Coes hat das gleiche Ziel auf einem etwas anderen Wege angestrebt.[1]) Die Fig. 704 und 705 werden genügen, um das Wesen der angewendeten Anschlageinrichtungen verständlich zu machen. Die Erfindung wird von den Niles Tool Works in Hamilton, O., verwertet. In Fig. 704 bezeichnet *b* das Drehbankbett, *c* den Bettschlitten, an dem vorn eine Schürze *d* herabhängt. An dem Drehbankbett ist eine mit Aufspannuten versehene Platte befestigt, an die links und rechts von *d* Anschläge *a* geschraubt werden können. Es ist somit die Möglichkeit gegeben, sowohl nach links als auch nach rechts den Schlittenweg zu begrenzen. Fig. 705 stellt Anschlag und Befestigungsplatte in größerem Maßstabe dar. Als Gegenanschlag dient der Frosch *e* (Fig. 704), der an der Schürze *d* senkrecht verschoben

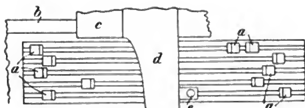


Fig. 704.

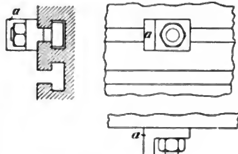


Fig. 705.

wird, um in die Höhe der in Frage kommenden einstellbaren Anschläge *a* zu gelangen. Dieses senkrechte Verschieben soll nun selbsttätig so vor sich gehen, daß mit der ruckweise erfolgenden Drehung des die Stichel enthaltenden Drehkopfes der Frosch *e* ohne weiteres in die richtige Höhe gebracht wird. Zu dem Zwecke hängt *e* an einer Nürnberger Schere, die eine Feder immer nach oben zieht. Mit dem oberen Gliede der Schere ist ein Stift verbunden, der in Vertiefungen an der unteren Fläche des Drehkopfes treten kann. Sind diese Vertiefungen flach, so befindet sich *e* vor den unteren Aufspannuten, sind sie erheblicher, so steigt *e* in größere Höhe. Durch zutreffende Lage und Abmessung der Vertiefungen erreicht man demnach die für das einzelne Werkzeug passende Höhenlage von *e* gegenüber den Anschlägen *a*. Es kann nun *e* in wagerechter Richtung ein wenig ausweichen; hierbei dreht der Gegenanschlag *e* durch Zahnstange und Rad eine hinter der Schürze *d* gelagerte stehende Welle, welche die selbsttätige Zuschiebung auslöst. Der Erfinder hat auch vorgesehen, zwei verschieden weit vorspringende Anschläge *a* hintereinander anzuwenden, wie bei der oberen Aufspannut rechts angedeutet ist, und den Gegenanschlag so eingerichtet, daß er der Befestigungsplatte der Anschläge *a* näher oder weniger nahe

[1]) The Iron Age, 21. Mai 1896; G. Richard, Traité des machines outils, Bd. 2, 1896, Ergänzung S. 462.

gerückt werden kann, um so für den Werkzeughalter und die gleiche Richtung zwei Anschläge verfügbar zu haben. Es kann dies von Nutzen sein, wenn in einem Werkzeughalter sich mehrere Stichel befinden, die verschieden weit arbeiten sollen.

M. Conradson hat ein deutsches Patent genommen,[1]) nach dem die Zuschiebung mittels Wasserdruckes erfolgen soll; die Anordnungen sind so getroffen, daß durch das Zusammentreffen der Anschläge selbsttätig Steuerventile bewegt werden. Ich glaube an eine Zukunft dieses Verfahrens, nehme aber an, daß vorher die Steuereinrichtungen den in der Patentschrift angegebenen gegenüber wesentlich verbessert werden müssen.

Verzichtet man auf die Einstellbarkeit der Anschläge, richtet man die Drehbank nur für ein bestimmtes Werkstück oder doch für Werkstücke ein, die wenig voneinander verschieden sind, so empfiehlt sich oft, die Verschiebungen durch Daumen oder dgl. stattfinden zu lassen, deren Abmessungen von vornherein der Größe der beabsichtigten Verschiebungen angepaßt sind. Hierdurch vereinfachen sich die Mechanismen, so daß sie in jeder Richtung als selbsttätige ausgebildet werden können — die selbsttätigen Schraubendrehbänke oder Schraubenmaschinen sind hierher gehörige Beispiele — und daß dem Arbeiter nur das Vorlegen neuen Rohstoffes, Hinwegräumen der Erzeugnisse und die allgemeine Überwachung bleiben. Man nennt solche selbsttätige Drehbänke oft Schraubenmaschinen.[2])

Die Schwedische Drehbank[3]) benutzt nicht allein einen Ortswechsel der Werkzeuge, sondern zugleich einen solchen für die Werkstücke (vgl. S. 328), wodurch die Leistungsfähigkeit außerordentlich gesteigert wird, aber auch die Schwierigkeit des Einstellens.

γ. Beispiele von Kopfdrehbänken. Zum Vergleich mit der Spitzendrehbank für Achsschenkel (S. 320) führe ich hier eine gleichen Zwecken dienende, von Ernst Schieß in Düsseldorf gebaute an, bei welcher von der Benutzung der Spitzen abgesehen ist. Fig. 706 und 707, Taf. XX, stellen Vorder-, bzw. Giebel-Ansicht dar. In der Mitte des Drehbankbettes ist eine röhrenartige Welle *a* gelagert, welche an beiden Enden mit selbstausrichtenden Futtern versehen ist, so daß die hineingesteckte „Achse" gleichzeitig befestigt und ausgerichtet wird. Es kommt keine erhebliche Verschiedenheit in den Durchmessern der Werkstücke in Frage, weshalb für die Regelung der Umdrehungszahlen eine Antriebsrolle *b* mit zwei Stufen genügt. Ihre Drehungen werden durch ein Rädervorgelege auf *a* übertragen. Von der Vorgelegewelle aus wird eine hinter dem Maschinenbett liegende Welle *c* gedreht, die etwa doppelt so viel Drehungen macht als das Werkstück. Diese betätigt zwei auf den Leitspindeln *d* sitzende Schaltwerke. Es findet demnach die selbsttätige Verschiebung der Bettschlitten *e* längs des Bettes ruckweise statt; ein Verfahren, welches aus früher erwähnten Gründen vermieden werden sollte, so lange eine stetige Bewegung ohne erhebliche Mehrkosten durchgeführt werden kann. Die Beschreibung der Bettschlitten und Stichelhausschlitten dürfte entbehrlich

[1]) D.R.P. No. 76 753 vom 31. Januar 1893.
[2]) Prakt. Masch.-Konstr. 1896, S. 68; Z. f. W., 5. Febr., 25. Febr. 1901; 5. Dez. 1902; 15. Sept. 1903; American Machinist, 28. Sept. 1901; 6. Sept. 1902; Engineering, 29. Nov. 1901; The Iron Age, 7. Nov. 1901, sämtlich mit Abb.
[3]) D.R.P. No. 138 733.

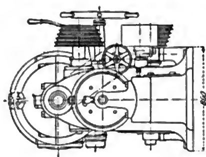


Fig. 709.

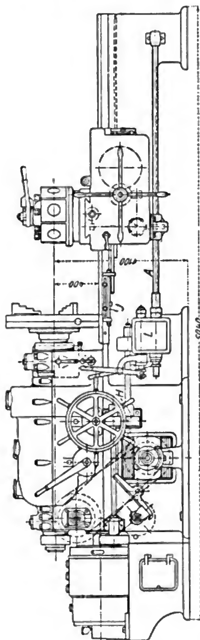


Fig. 708.

sein, da die Zeichnung genügende Auskunft gibt. Nur sei noch bemerkt, daß das Böckchen *f* und die in ihm gelagerte Rolle bestimmt sind, das Einbringen und Abnehmen der Werkstücke zu erleichtern.

Als ferneres Beispiel einer Kopfdrehbank sei die Drehbank mit Stahlwechsel der Elsässischen Maschinenbau-Gesellschaft gewählt.[1]) Fig. 708 und 709 sind Gesamtansichten dieser Drehbank. Im linksseitigen Fuße des Gestelles befindet sich ein $6^1/_2$ pferd. Gleichstrommotor für 500 Volt. Durch fünfstufige Keilriemenrollen wird seine Drehung auf eine Wurmwelle und durch deren Wurmrad ein — im linksseitigen Vorbau belegenes — dreifaches ausrückbares Planetengetriebe und auf der Hauptspindel sitzende ausrückbare Räder auf diese übertragen, so daß man diesen 30 verschiedene Drehgeschwindigkeiten (3 bis 260 minutliche Drehungen) erteilen kann. Da in den Vorgelegen sich Reibkupplungen befinden, so kann man Arbeitsspindel und Zugspindel außer und in Betrieb setzen, ohne den Motor still zu stellen.

Die Bettplatte ist selbsttätig längs des Bettes und der den Drehkopf tragende Schlitten ebenfalls selbsttätig, quer zum Bett zu verschieben. Beide Selbstzüge werden von der Hauptspindel aus durch zwei Riemenrollen, zwei Wellen mit eingeschaltetem (in *H* liegendem) Rädervorgelege, in *L* untergebrachte Stufenräder und die Zugspindel *A* (Fig. 708) hervorgebracht. In dem Gehäuse *L* befinden sich zwei Stufenradvorgelege, wodurch der Zugspindel *A* gegenüber der Hauptspindel sechs verschiedene Geschwindigkeiten gegeben werden können. Fig. 712 bis 720 stellen die Bettplatte nebst Zubehör dar. Auf der Spindel *A* (Fig. 717 und 718) steckt verschiebbar das Hyperbelrad *B*, welches in ein gleiches Rad *C* greift. Mit diesem ist Kegelrad *D* fest verbunden. *D* greift in das Kegelrad *E* und dreht dadurch die stehende Welle *G*, es greift aber auch in ein auf der liegenden Welle *F* sitzendes Kegelrad. Die Lager der beiden Wellen *F* und *G* befinden sich gemeinsam in dem um den Bolzen *W* schwenkbaren Körper *K*. Hat *K* die Lage, welche Fig. 718 darstellt, so greift der auf *f* feste Wurm *N* in das

[1]) Z. 1900, S. 1277, mit Abb.

Wurmrad O und die Räder R u. P vermitteln die Drehung des in die feste Zahnstange greifenden Rades Q, so daß der selbsttätige Längszug stattfindet. Bringt man dagegen das auf der Welle G sitzende Hyperbelrad T mit dem Rad U in Eingriff, so tritt der selbsttätige Planzug ein. Plan- und Längszug schließen sich daher in einfachster Weise gegenseitig aus. Befindet sich K in seiner Mittellage, so läßt sich die Welle von R (vgl. Fig. 713) mittels eines Armkreuzes drehen und ebenso die mit U verbundenen Planzugschraube mittels einer Handkurbel. Das Ausrücken von T geschieht mittels der kleinen Kurbel z; der Kurbelzapfen hat, wie Fig. 717 erkennen läßt, so viel Platz in dem betreffenden Schlitz von K, daß das Einrücken von N in O möglich bleibt. Es wird letzterer Eingriff zustande gebracht

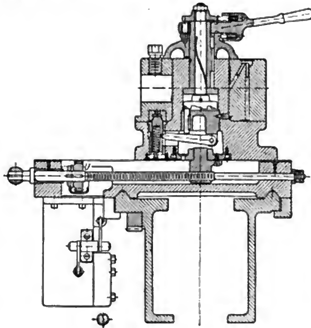


Fig. 710.

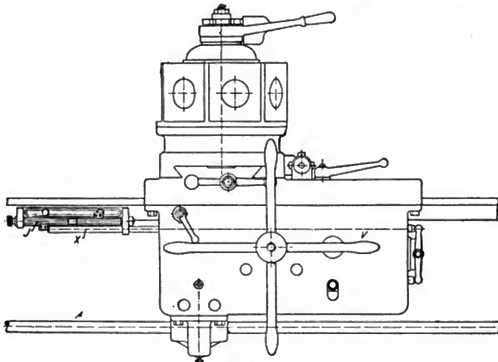


Fig. 711.

durch Heben von K mittels eines aus der Bettplattenschürze hervorragenden Handgriffes (vgl. Fig. 720). Es hängt sich dann K auf den durch eine

Feder angezogenen Haken *S* (Fig. 718). In der Bettplatte ist eine Stange *X* verschiebbar, welche, wenn die Bettplatte weit genug nach links verschoben ist, gegen eine Nase der am Bett gelagerten Anschlagwelle *J* (Fig. 712) stößt,

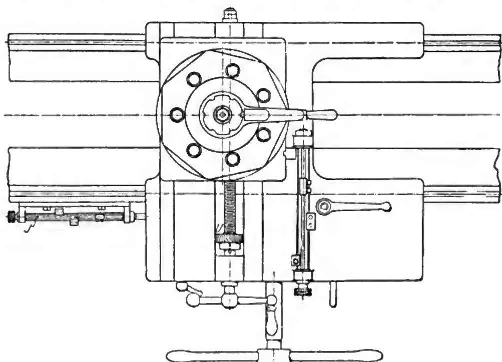


Fig. 712.

dadurch zurückgehalten wird und den Haken *S* zurückschiebt, so daß der Wurm *N* nach unten sinkt.

Auch für die Begrenzung des Querschlittenweges ist eine Anschlagwelle vorgesehen; sie wird aber nur für die Handverschiebung des Querschlittens

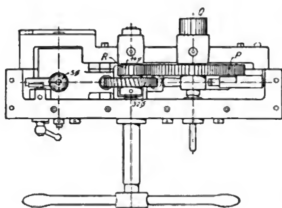


Fig. 713.

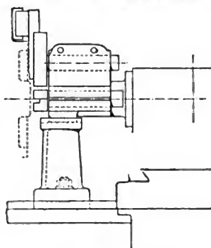


Fig. 714.

benutzt. Eine Schraube mit Haken, deren Mutter durch einen Handhebel betätigt wird, dient zum Festklemmen der Bettplatte auf dem Bett (Fig. 719).

Am Drehkopf können sieben verschiedene Werkzeuge angebracht werden; Fig. 714 und 715 geben einige Beispiele an.

Es wird der Drehkopf (Fig. 710) durch einen nach oben schnellenden Riegel und Niederdrücken auf den Querschlitten festgehalten. In der Mitte des Zapfens, um welchen sich der Kopf dreht, steckt eine hohle Schraube mit linksgängigem Gewinde, in welches die Mutter eines Handhebels greift.

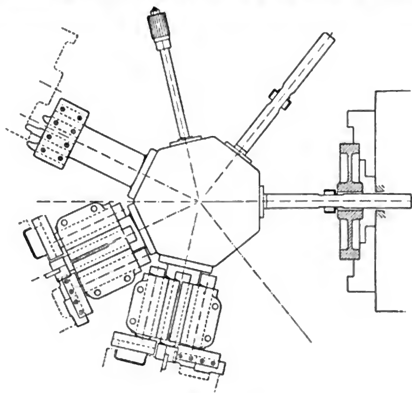


Fig. 715.

In der hohlen Schraube ist eine Spindel gelagert, an deren unterem Ende eine Daumenscheibe sitzt. Die Spindel wird, vermöge eines mit dem Handhebel verbundenen Sperrwerks rechts gedreht, wenn der Handhebel sich

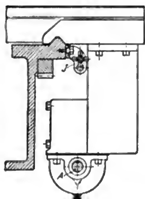


Fig. 716.

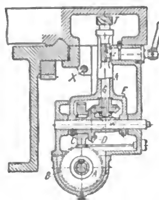


Fig. 717.

rechts dreht, also der Befestigungsdruck aufgehoben wird. Sie enthält an ihrem unteren Ende eine Daumenscheibe, welche den Riegel nach unten schiebt, so daß nunmehr der Kopf gedreht werden kann.

Gewissermaßen dient die folgende Beschreibung einer von Warner &

Swasey gebauten Drehbank[1]) zur Ergänzung des Vorigen. Fig. 721 stellt die Drehbank schaubildlich dar. Sie ist zunächst bestimmt, stangenartige in der hohlen Arbeitsspindel festgehaltene Werkstücke an dem frei herausragenden Ende zu bearbeiten und das fertige Stück abzustechen, worauf das rohe Werkstück um den zugehörigen Betrag vorgeschoben und ein zweites Stück vorgeschoben wird.[2]) Sie soll aber auch Gegenstände bearbeiten, die im Futter oder an der Planscheibe befestigt sind.

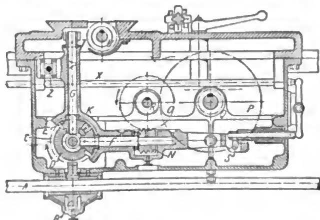


Fig. 718.

Ragen solche Gegenstände weit vor, so muß bei anderen Drehbänken der Drehkopf mit langen Armen versehen werden, um längere Gegenstände zu bearbeiten.[3]) Demgegenüber kann bei vorliegender Drehbank der Stichel auch beim Bearbeiten sehr langer Werkstücke sich nahe am Drehkopf befinden. Das ist erreicht, indem der Drehkopf geeignet eingerichtet ist, um die Werkstücke durch ihn hindurchgehen zu lassen.

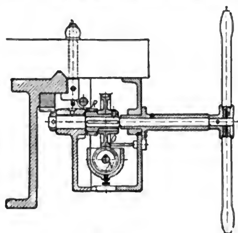


Fig. 719.

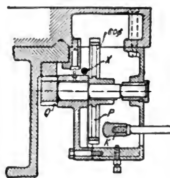


Fig. 720.

Fig. 722 ist ein lotrechter Schnitt des Drehkopfes und benachbarter Teile; 723 bis 725 stellen das hier in Frage Kommende in Ansicht dar. Man

[1]) American Machinist, 6. April 1901, S. 305. mit Abb. Z. 1901, S. 1741, mit Abb.

[2]) Zweckmäßige Einrichtungen für das Vorrücken und Festhalten solcher Werkstücke sind z. B. beschrieben: Jones & Lamson, Z. 1892, S. 578 und S. 1376, mit Abb. Warner & Swasey, American Machinist, März 1899, S. 249, und April 1901, S. 305, mit Schaubild.

[3]) Vgl. Z. 1900, S. 1167 und 1168, mit Abb.

sicht, daß die Flächen des sechskantigen Kopfes *a* mit ziemlich weiten Löchern versehen sind, und der Drehzapfen sehr niedrig gehalten ist, so daß dem Hindurchstecken eines beliebig langen Werkstückes *W* nichts im Wege steht. Die Werkzeughalter werden an den ebenen lotrechten Flächen des Kopfes befestigt, weshalb sie eigenartig gestaltet sind. Fig. 726 zeigt einen zum walzenförmigen Abdrehen bestimmten Werkzeughalter. Dem Stichel gegenüber befinden sich einstellbare Stützflächen. Der eigentliche Stichelhalter *f* ist an der an *a* zu schraubenden Platte um einen festen Bolzen schwenkbar und wird durch einen mit Handhebel *g* versehenen Daumen dem Werkstück genähert; das Spitzende der Schraube *h* begrenzt die Linksschwenkung des Stichelhalters *f*. Die Führungen der dem Stichel

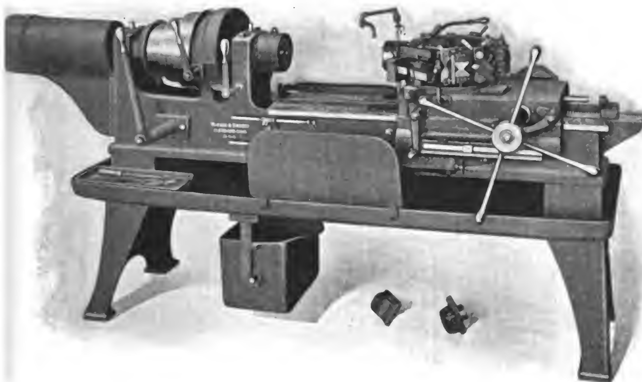


Fig. 721.

gegenüberliegenden Stützklötze sind einseitig angebracht, so daß man die stützenden Flächen entweder gegen das zu Drehende oder das soeben Gedrehte legen kann.

Fig. 727 zeigt die Anordnung für Abstechstichel. Diese sind an einem Schlitten befestigt, welcher mit Hilfe von Zahnstange und Rad durch den oben sichtbaren Handhebel verschoben werden kann. Die unten sichtbaren Anschlagschrauben begrenzen den Weg des Schlittens. Der Kopf *a* ruht mit seiner, 385 mm im Durchmesser, großen Grundfläche auf der, durch Handkreuz, Zahnrad und feste Zahnstange zurückschiebbaren Bettplatte *b*. Er ist um den in *b* festen Zapfen *c* drehbar, aber mittels der Hakenschraube *d* festklemmbar. Die Mutter dieser Schraube ist als Kegelrad ausgebildet, so daß man sie durch eine vor der Bettplatte befindliche

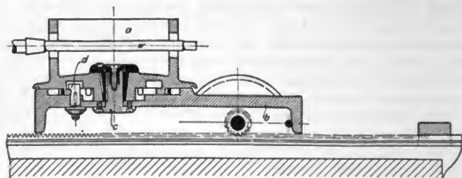


Fig. 722.

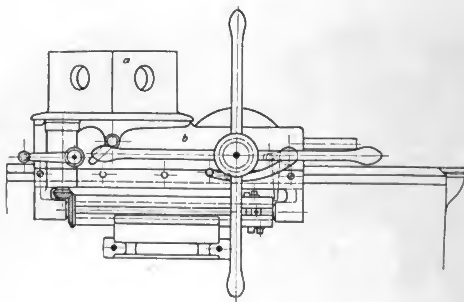


Fig. 723.

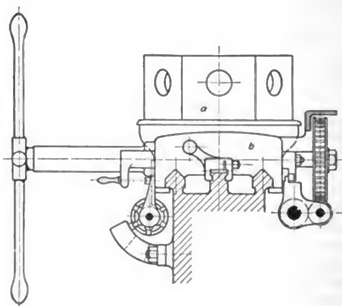


Fig. 724.

Handkurbel anziehen kann. Schiebt man die Bettplatte *b* ganz zurück, so stößt eine in *b* steckende Stange gegen einen an die feste Zahn-

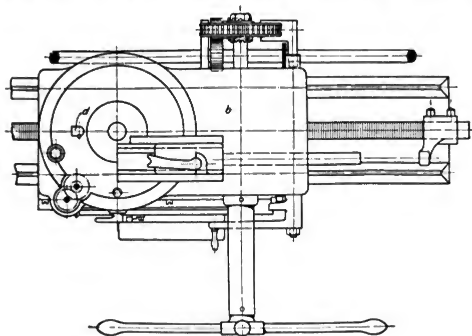


Fig. 725.

stange geklemmten Anschlag und eine dieser verschiebbaren Stange angelenkte Klinke (Fig. 725) dreht den Kopf um $^1/_6$. Dadurch wird — unter

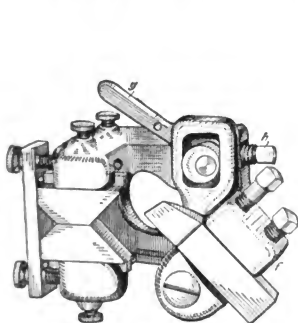


Fig. 726.

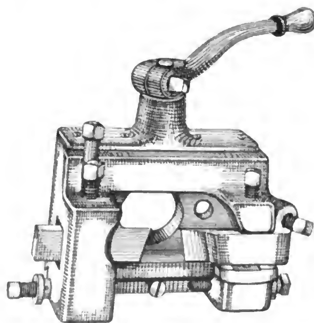


Fig. 727.

Vermittlung von Zahnrädern und einer stehenden Welle — die vor der Bettplatte gelagerte Anschlagwelle (Fig. 723 und 724) gedreht, um den nunmehr zu verwendenden Anschlag in die richtige Lage dem vor dem Bett

befestigten Anschlagbügel gegenüber zu bringen. Ist Bettplatte und Kopf durch den Selbstzug genügend gegen das Werkstück verschoben, so stößt der Anschlag gegen den festen Anschlagbügel, wird zurückgehalten und veranlaßt hierdurch die Auslösung eines hinter dem Bett befindlichen Hebels, in welchem der zum selbsttätigen Verschieben dienende Wurm liegt, so daß dieser nach unten sinkt.

Wegen anderer Stahlwechseleinrichtungen verweise ich auf die Quellen.[1])

Die Fig. 728 bis 731, Taf. XXV, stellen eine von Ernst Schieß gebaute Radsterndrehbank in Vorderansicht, Grundriß und zwei Endansichten dar. Sie ist bestimmt, die sog. Radsterne der Eisenbahnfuhrwerke abzudrehen und auszubohren. Die Werkstücke werden durch vier schraubstockartige, von innen gegen den Radkranz drückende Frösche, welche an der Planscheibe sitzen, festgehalten, so daß die Außenflächen des Radsternkranzes und die Nabe des Radsternes für die Werkzeuge zugänglich sind. Es erfolgt der Antrieb der Planscheibe, bzw. ihrer Spindel durch eine dreistufige Riemenrolle, Wurm- und Wurmrad. Am Schwanzende der Arbeitsspindel sitzt eine Kurbelscheibe, welche zwei außerhalb des Bettes gelagerte Wellen *a* in schwingende Bewegung versetzt. Durch sie werden die verschiedenen der Stichelverschiebung dienenden Schaltwerke betätigt. Die Stichelhäuser der Drehstichel können folgende Bewegungen ausführen. Es ist zunächst eine Verschiebung der Bettplatte längs des Bettes möglich; sie dient nur dem groben Einstellen und wird mittels der Hand bewirkt. Auf der Bettplatte sind zwei Querschlitten zu verschieben, und zwar mittels der Schrauben *b*, auf welche Schaltwerke zu stecken sind. Auf diesen Querschlitten sind die Zwischenstücke *c* so befestigt, daß sie um eine lotrechte Achse eingestellt werden können, um die sie oben abschließenden Führungsbahnen beliebig schräg gegen die Drehbankachse zu legen. Auf diesen Führungsbahnen gleiten die Schlitten *d*, deren Schrauben durch Schaltwerke betätigt werden können, und endlich folgen die Stichelhäuser *e*, die ebenfalls mit Hilfe von auf ihre Schrauben gesteckten Schaltwerken selbsttätig verschoben werden können. Die Betätigung dieser verschiedenen Schaltwerke von den Wellen *a* aus geschieht durch über Rollen geleitete Ketten. Die Leitrollen sind zum Teil einstellbar. Es mag noch darauf hingewiesen werden, daß das hintere Stichelhaus, dessen Stichel seine Schneide nach unten kehrt, etwas höher liegt als das vordere Stichelhaus. Das Ausbohren geschieht — gleichzeitig mit dem Abdrehen — mittels der Bohrstange *f*, welche sich einerseits in einer Bohrung der Arbeitsspindel stützt, anderseits in dem Schlitten *g* festgehalten wird. In der Bohrstange ist der zum Ausbohren dienende Stichel geeignet festgehalten. Der Schlitten *g* wird mittels der Schraube *h* und eines Schaltwerks verschoben und bewirkt hierdurch das Schalten des Bohrstichels.

Die Fig. 732 und 733, Taf. XXVI, und Fig. 734, Taf. XXVII, stellen eine größere Planscheibendrehbank dar, welche Droop & Rein bauen; insbesondere ist Fig. 732 teils eine Vorderansicht, teils ein Längenschnitt der Maschine, Fig. 733 eine Endansicht von der linken Seite, und Fig. 734 eine Darstellung des Spindelantriebs.

[1]) Prakt. Masch.-Konstr., 17. März 1898; 30. Jan., 4. Dez. 1902; Z. f. W., 5. Dez. 1900; 3. März, 5. Juni, 15. Juni, 15. Okt., 25. Dez. 1901; 5. März, 5. April, 5. Juni, 5. Okt. 1902; 15. April, 15. Mai, 25. Mai 1903, mit Abb.

Aus Fig. 732 ist zunächst die Arbeitsspindel und deren Verbindung mit der 2400 mm großen Planscheibe zu erkennen. Letztere ist auf den glatt abgedrehten Kopf gepreßt und wird weiter durch eine Anzahl Schrauben festgehalten. Diese Befestigungsweise der Planscheibe wird der sonst gebräuchlichen (durch Schraubengewinde auf der Spindel, S. 731) dann allgemein vorgezogen, wenn ein Auswechseln der Planscheibe nicht in Frage kommt. Sowohl der 250 mm dicke Halszapfen, als auch der 190 mm dicke Schwanzzapfen der Spindel ist einfach walzenförmig (vgl. S. 76); die Bauart der Lager läßt Fig. 733 erkennen. Der Druck, welchen die Spindel in der Achsenrichtung nach links erfährt, wird durch einen festen Bund aufgenommen, der entgegengesetzte durch einen Ring und zwei Muttern (vgl. S. 82). Der Spindelstock steht zum Teil unmittelbar auf einem Fundament, zum Teil auf einem gußeisernen Rahmen *a*, mit welchem er fest verschraubt ist, so daß beide ein Ganzes bilden. Auf dem Teil dieses Rahmens, welcher den Spindelstock überragt, ist ein kräftiges Querbett *b* befestigt, und zwar mittels in Aufspannuten greifender Schrauben. Es ist das Querbett gegen die Planscheibe um 800 mm verschiebbar, und zwar mittels zweier Rädchen *c*, welche in am Rahmen feste Zahnstangen greifen. Die lotrechten Wellen dieser Räder sind an ihren oberen Enden mit Wurmrädern versehen, in welche an der gemeinsamen Welle *d* sitzende Wurme greifen, so daß sich die Räder *c* nur genau gleich drehen können. Die Welle *d* geht durch die ganze Länge des Querbettes *b*; man kann sonach an dem einen oder andern ihrer Enden eine Handkurbel aufstecken. Auf dem Querbett *b* sind zwei Bettschlitten *e* verschiebbar, und zwar mittels zweier voneinander unabhängiger Schrauben *f* und *g*, von denen die eine dem vorderen, die andere dem hinteren Querschlitten angehört. Die Drehschemel *h* sind mittels Wirbels auf *e* so befestigt, daß man deren Führungsbahnen in beliebigem Winkel gegen die Drehbankachse einstellen kann. Die Stichelhäuser *i* endlich werden durch die Schrauben *k* verschoben. Um die Schrauben *f*, *g* und *k* selbsttätig drehen lassen zu können, steckt man auf sie ein Schaltwerk *l* (Fig. 732), welches unter Vermittlung geeignet geleiteter Ketten, von einer am Schwanzende der Arbeitsspindel sitzenden Kurbelscheibe (Fig. 732 links) betätigt wird. Die Verschiebbarkeit der Bettschlitten beträgt 1600 mm, so daß Gegenstände bis zu 3000 mm abgedreht werden können; die Ober- oder Stichelhausschlitten sind um 600 mm zu verschieben. Um beim Bearbeiten trommelförmiger Flächen die Stichel genügend weit über das Querbett hinwegragen lassen zu können, sind sie in kräftige Werkzeugträger *m* gesteckt und, um schiefe Beanspruchung derjenigen Schrauben, mittels welcher der Werkzeugträger festgehalten wird, zu vermeiden, die Unterlegscheiben der Muttern unten gewölbt.

Es wird die Planscheibe ausschließlich durch den an ihr befestigten, innen verzahnten, 106 Zähne enthaltenden Zahnkranz betätigt. In diesen greift ein Zahnrad mit 16 Zähnen (Fig. 733), das auf der Spindel *n* festsitzt. Auf dieser sitzt ferner das Rad *o* fest, während die Stufenrolle mit den an ihr festen beiden Rädern sich zunächst lose um *n* dreht. Kuppelt man die Stufenrolle in gebräuchlicher Weise mit *o*, während der außenachsig gelagerte Bolzen *p* zurückgedreht ist, so erhält man die vier größten Umdrehungszahlen. Rückt man die auf dem außerachsig gelagerten Bolzen *p* steckenden Räder ein, während die Stufenrolle sich frei um *n* dreht, so er-

hält man mit dem Räderpaar *q r* (49/62) die vier mittleren, und mit dem Räderpaar *s t* (25/85) die vier kleinsten Umdrehungszahlen. Es muß jedoch bemerkt werden, daß infolge nicht glücklicher Wahl der Zähnezahlen (vgl. S. 172 u. f.) die durch das letztere Vorgelegte erzielten Spindeldrehungen zum Teil in die mittlere Gruppe ragen.

r und *t* sind fest miteinander verbunden und auf der hohlen um *p* frei drehbaren Welle gemeinsam zu verschieben.

Für Werkstücke, welche bis zu 7000 mm Durchmesser besitzen, ist die von Ernst Schieß gebaute Plandrehbank, welche die Fig. 735, 736, 737, Taf. XXVIII, darstellen, bestimmt. Auch hier ist der Spindelstock mit einem eisernen Rahmen, auf welchem die Werkzeugschlitten Stützung finden, fest verschraubt, nur weicht der Rahmen dadurch von dem der vorher beschriebenen Maschine ab, daß er — wegen der größeren Abmessungen — aus vier einzelnen Balken zusammengefügt ist. Auf dem Rahmen lassen sich Längsbetten *a* oder Querbetten *b* befestigen, auf denen die aus den Abbildungen ohne weiteres erkennbaren Schlittenanordnungen verschiebbar sind. Ein — selbstverständlich wegnehmbarer — Lagerbock *c* kann zur weiteren Stützung von Werkstücken oder einer Bohrstange dienen, die anderseits in der hohlen Hauptspindel steckt. Das selbsttätige Verschieben der Schlitten erfolgt durch auf die betreffenden Schrauben gesteckten Schaltwerke, welche von den Kurbelscheiben *d* (Fig. 738) aus betätigt werden.

Das Deckenvorgelege ist mit zwei angetriebenen Rollen versehen, so daß es 90 oder 108 minutliche Drehungen macht; die fünfstufige Antriebsrolle dreht sich mit den an ihr festen Rädern *e* und *f* an sich lose um ihre Welle, kann aber unter Vermittlung des Rades *g* mit ihr gekuppelt werden. Im übrigen kann man ihre Drehungen durch die Räder *f k*, oder *e i* und ferner *h g* auf die Welle des in den Zahnkranz greifenden Rades *n* übertragen. *h* wird durch Verschieben seiner Welle ausgerückt, wozu das Handrad mit Mutter *l* dient; *i* und *k* sitzen fest auf einer Büchse, welche in das benachbarte Lager ragt, dort von einem Halsring umfaßt wird, und unter dessen Vermittlung — er ist (vgl. Fig. 382 S. 172) mit einer Zahnstange versehen — durch Drehen des Handrades *m* verschoben werden kann.

Das Befestigen, insbesondere aber das Ausrichten der Werkstücke an der lotrechten Planscheibenfläche, ist mit Schwierigkeiten verknüpft: man muß das Werkstück schwebend halten, bis es befestigt ist, und muß seine Befestigung vornehmen, ehe geprüft werden kann, ob es rundläuft. Ist letzteres nicht der Fall, so ist das Werkstück zu lösen, zu verschieben und wieder zu befestigen, um seine richtige Lage aufs neue zu prüfen usw. Ist dagegen die Planscheibe liegend angeordnet, so wird das Werkstück auf sie gelegt und auf ihr verschoben, bis die richtige Lage gewonnen ist, worauf die Befestigung erfolgt. Dieser Vorteil wagerechter Planscheiben gegenüber lotrechten wird noch durch den andern ergänzt, daß einseitig schwere Gegenstände bei ersteren keiner Gewichtsausgleichung bedürfen, während bei letzteren Gegengewichte angebracht werden müssen, deren richtige Lage nur durch Versuche gewonnen werden kann. Als Mangel der liegenden Planscheiben ist die weniger gute Zugänglichkeit der Werkstückmitten (beim Ausbohren von Naben) zu bezeichnen; es erwachsen hieraus Gefahren für den bedienenden Arbeiter.

Über die Frage, wer solche Drehbänke zuerst ausgeführt hat, habe ich mich in unten verzeichneter Quelle [1]) geäußert.

Die **Drehbank mit liegender Planscheibe**, oder — wie sie auch genannt wird — **Dreh- und Bohrbank** ist heute vielfach zu finden.[2])

Man erhält eine solche Drehbank mit liegender Planscheibe einfach dadurch, daß man eine der bisher beschriebenen Planscheibendrehbänke aufrichtet, so daß ein Querbett über der Planscheibe sich befindet. Wegen dieser anderen Aufstellungsweise sind jedoch Änderungen in den Einzelheiten erforderlich, welche an Hand der Fig. 738 und 739 erörtert werden mögen. Es bezeichnet in denselben *p* die Planscheibe. Liegt dieselbe in einiger Höhe über dem Fußboden, so wird man den Spindelstock *a* so ausbilden, daß er einerseits als Grundrahmen der Maschine dient, anderseits das Räderwerk umschließt. Die Betriebsrolle *b* wird man liegend anordnen, so daß eine Kegelrad- oder Wurmradübersetzung erforderlich ist.

Man hat den an der Planscheibe sitzenden Zahnkranz als Kegelrad hergestellt; dieses Verfahren ist aber wenig beliebt, weil man von ihm Erschütterungen der Planscheibe befürchtet.[3]) Das Querbett muß — in der

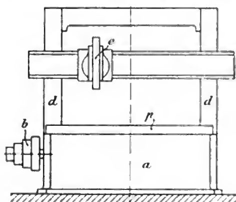


Fig. 738.

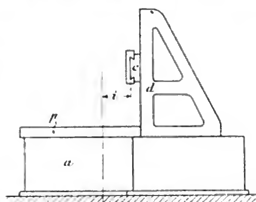


Fig. 739.

Regel — in der Achsenrichtung der Drehbank verschiebbar sein, weshalb man eines ähnlichen Rahmens zu seiner Befestigung bedarf, wie z. B. die durch Fig. 732 und 733, Taf. XXVI, abgebildete Drehbank. Es liegen im übrigen für das Querbett ganz ähnliche Forderungen vor wie bei den Tischhobelmaschinen (S. 272). Demgemäß verbindet man mit *a* einen torartigen Bock *d*. Die Stichel müssen das Querbett weit überragen. Man gibt daher den zugehörigen Schlitten *e* große Länge. Diese bedingt bedeutendere Querabmessungen, also großes Gewicht der Stichel. Es liegt nahe, dieses Gewicht durch ein Gegengewicht auszugleichen.[4]) Es läßt sich die „Spitzen-

[1]) Z. 1895, S. 1099.

[2]) Bement & Sohn, Dingl. polyt. Journ. 1878, Bd. 228, S. 111, mit Abb. Niles toolworks, Dingl. polyt. Journ. 1879, Bd. 223, S. 31, mit Schaubild. Andere: Dingl. polyt. Journ. 1886, Bd. 261, S. 67, mit Abb.; 1887, Bd. 264, S. 317 u. S. 481, mit Schaubild; 1888, Bd. 267, S. 14, mit Schaubild; 1891, Bd. 279, S. 124, mit Schaubild. Iron, Jan. 1885, S. 47; Okt. 1885, S. 346; März 1886, S. 202, sämtliche mit Schaubild. The Engineer, Okt. 1885, S. 315, mit Schaubild. Engineering, Mai 1885, S. 603; Febr. 1888, S. 186, mit Schaubild. Z. 1883, S. 722; 1885, S. 416; 1888, S. 617; 1897, S. 21; 1900, S. 1545 bis 1549, sämtliche mit Abb.

[3]) Vgl. jedoch: Bullard mach. Co. Z. 1900, S. 1548, mit Abb.

[4]) Schon bei Bement & Sohn geschehen. Dingl. polyt. Journ. 1878, Bd. 228, S. 111.

höhe", d. h. der Abstand *i* der Drehbankachse, von dem Querbett leicht dadurch veränderlich machen, daß der Bock *d* auf dem Unterbau *a* verschiebbar eingerichtet wird.

Das ist das Wesentliche, dem einige Beispiele angefügt werden mögen. Fig. 740 zeigt eine bemerkenswerte Spindellagerung.[1]) Die Spindel steckt mit ihrem unteren walzenförmigen Zapfen in einer einfachen Büchse und ihr Hauptlager ist eine gespaltene, außen kegelförmige Büchse, die behufs Nachstellens mittels Schrauben in die kegelförmige Bohrung des Maschinengestelles gedrückt werden kann. Die auf der Spindel befestigte Planscheibe stützt sich mit ringförmiger Fläche in einer ringförmigen Furche des Maschinengestelles, während sie durch das Halslager der Spindel im Kreise geführt

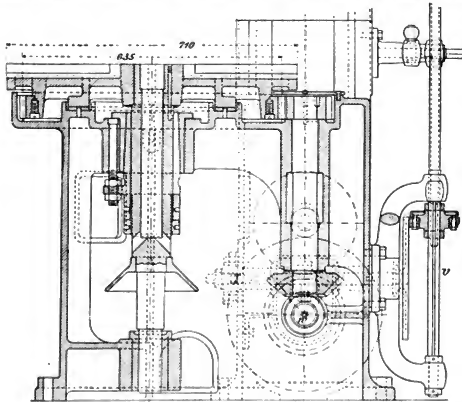


Fig. 740.

und durch auf der Spindel sitzende Muttern gehindert wird, sich zu heben. Der obere Teil der Spindel ist hohl, um Raum für eine Bohrstange zu bieten; die etwa in diese Höhlung fallenden Späne werden unten durch seitliche Löcher abgeleitet. An der Planscheibe ist ein Zahnkranz befestigt, in welchen ein an stehender Welle sitzendes kleines Rad greift. Diese stehende Welle wird an ihrem unteren Ende von der liegenden Welle *w* aus durch ein Kegelradpaar angetrieben. Die Welle *w* wird durch eine Stufenrolle und ein ausrückbares Rädervorgelege so angetrieben, wie bei Rädervorgelegen üblich (Fig, 364, S. 168); sie betreibt durch Reibscheibe und Rolle eine Welle *v*, welche die Schaltung der Werkzeuge vermittelt. Die Planscheibe soll minutlich $1^3/_4$ bis 40 Drehungen machen, während die

[1]) American Machinist, 17. Okt. 1895, S. 823, mit Abb. Z. 1897, S. 21, mit Abb.

Schaltung zwischen 0 und 6 mm für jede Drehung der Planscheibe gewählt werden kann.

Die Fig. 741, 742, 743, Tafel XXIX und XXX, stellen eine von Ernst Schieß in Düsseldorf gebaute Drehbank mit liegender Planscheibe dar, die bei 6000 mm Planscheibendurchmesser Gegenstände von 9500 mm größtem Durchmesser und 1800 mm größter Höhe bearbeiten kann.

Um die Planscheibe *p* verladungsfähig zu machen, ist sie — nach Fig. 741 — dreiteilig ausgeführt; es schließen sich an den Mittelteil zwei Kreisabschnitte. Auf eine Spindel der Planscheibe ist verzichtet, vielmehr deren Führung einem Ring schief schweinsrückenartigen Querschnitts überlassen, was bei dem sehr großen Gewicht der Planscheibe unbedenklich ist. Die Befestigungsweise des Zahnkranzes ist in Fig. 741 rechts zu erkennen.

Auf dem Grundrahmen *a* stehen zwei mächtige Böcke *b*, die durch ein Querstück zu einem torartigen Gestell zusammengefügt sind. Dieses ist auf dem Grundrahmen *a* unter Vermittlung von Aufspannuten befestigt und kann in der Richtung dieser Aufspannuten (vgl. Fig. 743) um etwa 2400 mm verschoben werden.

An den Vorderseiten der Böcke *b* ist, wie die Abbildungen ohne weiteres erkennen lassen, das kräftige Querbett *e* lotrecht zu verschieben, an welchem zwei Schlitten sich befinden. Auf jedem der beiden Schlitten ist eine Platte *f* drehbar, aber feststellbar angebracht, an der je ein eigenartiger, auf große Länge verschiebbarer Stichelhausschlitten *g* Führung findet. Das Drehen der Platten *f* auf ihren Schlitten geschieht durch Schrauben *h*, welche in bogenförmige Verzahnungen von *f* greifen. Die Ausgleichung des Gewichts der 3550 mm langen, also schweren Stichelhausschlitten *g* bewirken über Rollen gelegte, dünne Drahtseile oder Ketten, welche mittels Gewichte belastet sind. Gestrichelte Linien der Fig. 741 lassen den Verlauf der Seile erkennen. Den Antrieb der Maschine bewirkt ein Elektromotor, dessen Ankerwelle in Fig. 743 mit *i* bezeichnet ist. Es wird durch Räderübersetzung zunächst die Stufenrolle *k* betrieben. Von dieser aus erhält die Stufenrolle *l* ihre Drehungen, und diese erteilt durch auswechselbare Rädervorgelege der Welle *m* 20 verschiedene Umdrehungsgeschwindigkeiten. Ein Kegelrad- und Stirnradvorgelege übertragen die Drehungen auf die Planscheibe. Von der Welle *m* aus, deren Drehungen mit denjenigen der Planscheibe in festem Verhältnis stehen, wird durch ein Vorgelege *u* (Fig. 743) eine liegende Welle betätigt, welche unter Vermittlung eines Kehrgetriebes und zweier Stufenräder die Welle *v* (Fig. 742) dreht. Diese steht durch Kegelräder mit der stehenden Welle *d* in Verbindung, von der aus zunächst durch Wurm- und Wurmrad das Triebwerk am Querbett betätigt wird, weiter oben aber die Räder und Wellen in Umdrehung versetzt werden, welche die das Querbett *e* tragenden Schrauben *o* (Fig. 741) drehen. Eine Kupplung *q* dient zum Ein- bzw. Ausrücken des letztgenannten Betriebes.

Von der zur Stufenrolle *k* gehörigen Welle aus wird ferner durch Räder *xy* und ein Kegelgetriebe die Welle *w* (Fig. 743) gedreht. Diese betreibt einerseits durch ein Stirnräderpaar und die Welle *r* die Wurmräder *s*, welche fest auf den zum Verschieben der Böcke *b* dienenden Schrauben sitzen, anderseits durch ein Stirnräderpaar und das Kegelradpaar *t* (Fig. 742) die Welle *v*, um mit Hilfe der stehenden Welle *d* usw. rasches Heben bzw. Senken des Querbettes *e* herbeizuführen.

Fig. 744 u. 745, Taf. XXXI, stellen eine ganz ähnliche, aber kleinere Maschine dar, welche aus derselben Fabrik hervorgegangen ist. Eine Beschreibung der Bilder dürfte nach der vorhin gegebenen entbehrlich sein.

Sehr hübsch ist die wesentlich kleinere Maschine von Ludw. Loewe & Co., Taf. XXXII, Fig. 747 bis 756 und Textfigur 746 durchgebildet. Fig. 747 ist zum Teil ein lotrechter Schnitt, zum Teil eine Ansicht, Fig. 748 eine Vorderansicht des oberen Teiles, Fig. 749 ebenso, jedoch mit anderer Lage des Werkzeugschlittens, Fig. 750 ein Grundriß der Planscheibe und ein wagrechter Schnitt durch den Antrieb.

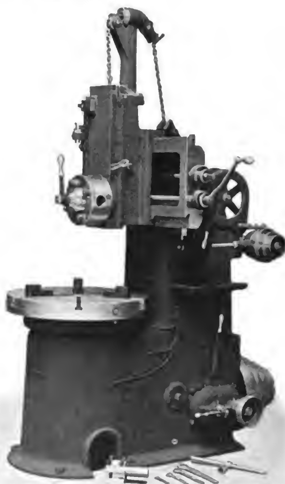


Fig. 746.

Durch eine vierstufige Riemenrolle wird die Welle *a* angetrieben. Sie kann durch einen verschiebbaren Klauenmuff mit der auf ihr lose steckenden Büchse *b* gekuppelt werden, oder *b* erhält seine Drehungen unter Vermittlung eines ausrückbaren Rädervorgeleges, welches Fig. 747 deutlich wiedergibt. Ein auf *b* festsitzendes Winkelrad dreht ein zweites auf der stehenden Welle *c* steckendes und dieses betreibt durch ein Stirnradvorgelege die Planscheibe *B*. Die Deckenvorgelegswelle soll minutlich 215 oder 175 Drehungen machen, wodurch in Verbindung mit den bereits genannten Übersetzungen zwei ineinandergreifende Geschwindigkeitsreihen

von 2,89 bis 68,5, bzw. 3,5 bis 84 minutlichen Drehungen im ganzen 16 verschiedene Geschwindigkeitsstufen geboten werden.

Es sei noch bemerkt, daß der Lagerkörper des Vorgeleges — außer durch seinen, in Fig. 747 u. 750 ohne weiteres erkennbaren Flansch — durch den Bolzen *y* getragen wird.

Die Planscheibe ist am Kopf einer hohlen Spindel befestigt und mit dieser in einfachster Weise im Maschinengestell *A* gelagert. Zwischen dem Kopf der Spindel und der Planscheibe ist ein von außen zu drehender Ring *d* mit spiralförmigen Leisten untergebracht. Letztere greifen in Verzahnungen der zu den Klauen *e* gehörenden Schlitten und bringen deshalb eine gleichförmige Verschiebung dieser Schlitten hervor. Man kann aber mittels Schrauben, welche in Fig. 747 links gut zu sehen sind, die Klauen gegenüber ihren Schlitten ein wenig verschieben.

Ein auf der Büchse *b* festes 56er Kegelrad (Fig. 750) treibt durch ein 26er eine Querwelle, deren Drehungen entweder durch das 28/60er oder das 56/32er Stirnräderpaar auf die Welle *e* übertragen wird. Ein mit Handhebel verbundener Stift mit Splint kuppelt entweder das 28er oder das 56er Rad oder keins von beiden mit der zugehörigen Welle. Von der auf *e* sitzenden dreistufigen Rolle wird die Bewegung auf die gleiche Rolle der Welle *f* (Fig. 747) übertragen, und diese leitet sie unter Vermittlung eines Winkelradkehrgetriebes auf die Wurmwelle *g*. Das Kehrgetriebe ist durch den über *f* sichtbaren Handhebel zu steuern. Das linksseitige Lager der Welle *g* kann ein wenig lotrecht verschoben werden, um den zum 49er Wurmrad gehörigen Wurm ein- oder auszurücken. Es hängt an der Schiene *h*, die mit dem Handhebel *i* verbunden ist, so daß durch Betätigung des letzteren das Heben oder Senken des Lagers geschehen kann. Es findet das Ausrücken des Wurmes jedoch auch selbsttätig statt, was weiter unten angegeben werden wird.

Die Drehungen der Wurmradwelle werden durch das 25/100er Stirnradpaar auf eine nächst höher belegene Welle übertragen, und einerseits durch ein 16er Stirnrad und ein 50er Zwischenrad auf das 32er auf der Welle *k* sitzende Rad, anderseits unmittelbar von dem 100er Rad auf das 25er Rad der Querschlittenschraube *l* übertragen. *k* dient zum Verschieben des Stichelhausschlittens *D*, was weiter unten beschrieben werden wird; die Schraube *l* verschiebt den Querschlitten *C*. Letztere Zuschiebungen betragen, je nach Wahl der verfügbaren Vorgelege: 0,32 bis 2,84 mm, die Verschiebungen des Stichelhausschlittens 0,167 bis 1,488 mm in sechs Stufen für jede Drehung der Planscheibe. Zur Aufnahme der Werkzeuge ist ein Stahlwechselkopf *E* für vier (Fig. 748, 749) oder fünf (Fig. 751, 753) Stichel vorgesehen. Aus Fig. 751 u. 753 erkennt man, daß *E* um einen am Schlitten *D* festen Zapfen zunächst frei drehbar ist. Nachdem man *E* in die verlangte Lage gebracht hat — was der in Ausklinkungen des stählernen Ringes *n* greifende Riegel *m* erleichtert — wird er durch eine Mutter mit Handhabe am Schlitten *D* festgeklemmt. Der Riegel *m* kann mittels eines Handhebels zurückgezogen werden; eine Schraubenfeder drückt ihn in die Ausklinkungen.

Die Verschiebung des Schlittens *D* am Querschlitten *C* bewirkt, wie bereits erwähnt, die langgenutete Welle *k*. Ein an *C* gelagertes 18er Kegelrad, welches sich mit *k* dreht, betätigt ein 54er (Fig. 751 u. 753), auf der Welle des letzteren sitzt ein 17er Stirnrad, das in ein 34er greift und dieses

ist mit dem 12er, in die Zahnstange des Schlittens *D* in Eingriff befindlichen Stirnrade fest verbunden.

Um diese Verschiebung leicht ausführen zu können, hängt *D* an einer Kette, welche über Rollen geführt und mit einem im Maschinengestell befindlichen Gewicht belastet ist (Fig. 747 u. 749). Zwei Rollen sind an einem mit *C* verbundenen Ständer gelagert, und zwar eine in dem um eine wagerechte Achse drehbaren, gegabelten Lagerkörper *o*, welchen die Kette selbsttätig in die zutreffende Lage bringt. Die beiden anderen Rollen werden in ähnlicher Weise durch ihre mit lotrechtem Zapfen im Maschinengestell drehbar steckende Lagerung *p* eingestellt. Diese Kettenführung ist ohne weiteres auch anwendbar, wenn man nach Fig. 749 den Schlitten *D* mit seiner Führung auf dem Querschlitten drehbar befestigt.

Zum Begrenzen der Schlittenverschiebung dient ein an *D* befestigter, herausklappbarer Anschlag *r* (Fig. 748, 749, 751 u. 752), welcher, wenn er in die geeignete Lage gebracht ist, gegen den an der Führung von *D* einstellbaren Anschlagstern *q* stößt. Es sitzt ferner an *D*, einstellbar, ein Frosch *s* (Fig. 748, 751, 752), welcher einen Stift *t* zurückdrängt und dadurch den Zuschiebungsantrieb ausrückt. Es ist nämlich der Stift *t* mit einem auf der Welle *v* (Fig. 747) verschiebbarem Hebel verbolzt, so daß ein liegender, auf *v* festsitzender Hebel nach unten schwingt und dadurch die Wurmwelle *g* senkt.

Bei denjenigen Maschinen, deren Stichelhaus nach Fig. 749 auch schräg verschoben werden soll, werden zwischen *t* und *u*, nach Fig. 754, 755, 756 noch weitere Übertragungsmittel nötig. Der Stift *t* steckt in dem auf dem Schlitten *C* zu drehenden Teil C_1 und trifft auf die im Schlitten *C* gelagerte Schwinge *w*, welche die Verschiebung von *t* auf t_1 überträgt.

Die Verschiebung des Querschlittens kann nach einer Seite durch einen Anschlagstern begrenzt werden, in der entgegengesetzten Richtung durch den einstellbaren Anschlag *x* (Fig. 748). Letzteres geschieht, um den Stichelhausschlitten bzw. den Drehkopf genau mitten über die Drehbankachse zu bringen.

Wegen anderer Drehbänke mit liegender Planscheibe oder stehender Spindel verweise ich auf unten verzeichnete Quellen.[1])

Die lotrechte Lage der Arbeitsspindel wird auch für andere Kopfdrehbänke angewendet, da sie in manchen Fällen der wagerechten Lage gegenüber Vorteile bietet. Ich erinnere z. B. an die Schwierigkeiten, welche bei dem Abdrehen der Kröpfungszapfen bei Kurbelwellen zu überwinden sind. Man muß ganze Gestelle mit der Welle verbinden, um die Spitzen einer Drehbank in der Achsenrichtung des Zapfens angreifen lassen zu können und, ist das in geeigneter Weise geschehen, so muß noch das einseitig liegende Gewicht durch ein Gegengewicht ausgeglichen werden. Viel einfacher ist die vorliegende Aufgabe mittels einer Maschine zu lösen, welche Fig. 757 in lotrechtem Schnitt darstellt.

Die lotrechte Arbeitsspindel *a* ist oben in einem kegelförmigen, unten in einem Spurlager gestützt; letzteres kann man mittels zwei ringförmiger Muttern in der Höhenrichtung einstellen. Der Antrieb der Welle *a* erfolgt mittels eines auf ihm festsitzenden Stirnrades. Mit *a* aus einem Stück ge-

[1]) Dingl. polyt. Journ. 1878, Bd. 228, S. 111; 1879, Bd. 233, S. 31; 1886, Bd. 261, S. 67; 1887, Bd. 264, S. 317, S. 484; 1888, Bd. 267, S. 14; 1891, Bd. 279, S. 124. Z. 1883, S. 722; 1885, S. 416; 1888, S. 617; 1900, S. 1545 bis 1549; 1903, S. 243, sämtl. mit Abb.

schmiedet ist der Aufspannkopf *b*. Er nimmt einen Schenkel der Kurbelwelle *k* auf und hält ihn mittels Druckschrauben fest. Die links sichtbare Schraube dient nur dem Ausrichten. Um den Stichel innerhalb des geringen Raumes, welcher sich zwischen den Kurbelschenkeln befindet, genügend starr anbringen zu können, ist ein dünner, aber breiter Balken *f*, welcher sich mit beiden Enden auf Auskragungen des Schlittens *g* stützt, als Stichelhalter verwendet (vgl. Fig. 210 u. 211, S. 104). Es ist *f* an seinem einen Ende um einen lotrechten, an *g* festen Zapfen drehbar, an seinem andern Ende

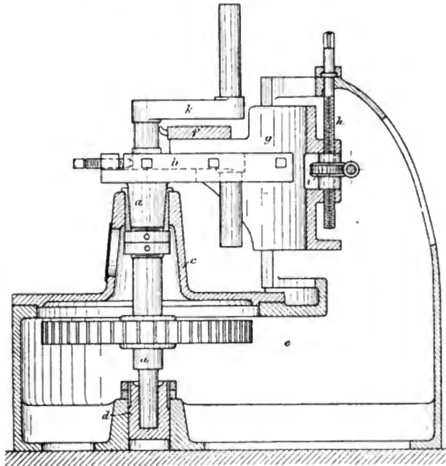


Fig. 757.

verstellbar. Der Schlitten *g* ist an lotrechten Bahnen des am Maschinengestell *e* festen Bockes mittels der Schraube *h* verschiebbar, und zwar entweder, indem man *h* unmittelbar dreht, oder dessen zum Wurmrad ausgebildete Mutter *i*. Letzterer Antrieb dient dem selbsttätigen Verschieben von *g*. Der Bock *c*, in welchem das Halslager der Spindel *a* sitzt, ist deckelartig auf das hohle Maschinengestell *e* geschraubt.

2. Bohrmaschinen und Schwärmer.

Unter diese Überschrift fallen alle spanabhebenden Werkzeugmaschinen, bei denen der kreisförmige Hauptweg von dem Werkzeug beschrieben wird.

Man kann die Arbeiten, für welche diese Maschinen bestimmt sind, auch mittels der Drehbank ausführen; es wird hiervon Gebrauch gemacht.

Indem man einen Bohrer in das Futter einer Drehbankspindel steckt und mittels dieser umdreht, während das Werkstück auf dem Bettschlitten befestigt ist, gewinnt man das Bild einer Lochbohrmaschine. Für Löcher mäßiger Tiefe ist die Wirkungsweise des Bohrers keine andere, wie bei der Zustellung, welche das an der Spindel sitzende Werkstück kreisen läßt, während der Bohrer an dem Schlitten der Drehbank befestigt ist.

Für verhältnismäßig tiefe Löcher — Durchbohrungen langer Stahlstücke u. dgl. — ist allerdings nicht gleichgültig, ob das Werkstück oder das Werkzeug die Arbeitsbewegung ausführt. Ich komme hierauf weiter unten zurück.

Man kann einen auszubohrenden Gegenstand mit einer Planscheibe sich drehen lassen, während eine mit dem Stichel ausgerüstete Bohrstange in seiner Achsenrichtung verschoben wird (Fig. 728, Taf. XXV), oder man kann das Werkstück auf dem Drehbankschlitten befestigen und eine solche Bohrstange, zwischen Spitzen eingespannt, durch einen Mitnehmer drehen lassen.

Ebenso ist sowohl ein mit der Planscheibe sich drehender Gegenstand durch den nur die Schaltbewegung ausführenden Stichel abzudrehen, als auch ein auf der Bettplatte befestigtes Werkstück mittels eines an der Planscheibe sitzenden Stichels abzuschwärmen.

Die Arbeitsvorgänge der paarweise aufgeführten Bearbeitungsweisen unterscheiden sich nicht, es sind jedoch — je nach der Gestalt der Werkstücke — erhebliche Unterschiede in der praktischen Durchführung der Arbeitsweisen vorhanden: die einen Werkstücke lassen sich bequem um ihre Achse drehen, andere, namentlich sperrige, eignen sich wenig oder gar nicht für das Einspannen zwischen Spitzen oder an der Planscheibe, so daß das kreisende Werkstück vorzuziehen ist.

Das läßt sich nun zwar, wie bereits erwähnt, auch bei der Drehbank anwenden. Da diese jedoch in erster Linie dem eigentlichen Drehen, dem Bearbeiten der sich drehenden Werkstücke angepaßt ist, so fehlen ihr für gewöhnlich manche für die andere Arbeitsweise erwünschte Einrichtungen, sie würde zu teuer werden, wenn man sie auch für diese Arbeitsweise vollkommen ausbilden wollte.

Man baut daher besondere Maschinen, welche in erster Linie oder ausschließlich bestimmt sind, im wesentlichen ruhende Werkstücke zu bearbeiten, und stattet sie hierfür aus. Und da selbst bei dieser Beschränkung des Verwendungszweckes die Maschinen, welche allen der hierher gehörenden Arbeiten gerecht werden sollen, entweder zu teuer oder für die einzelnen Aufgaben zu unvollkommen werden würden, so beschränkt man das Anwendungsgebiet noch weiter, baut sie für bestimmte Arbeiten.

Wegen der Verschiedenartigkeit der vorkommenden Aufgaben lassen sich nun diese Maschinen nicht in scharf abgegrenzte Gruppen legen; man kann aber von Lochbohrmaschinen, Ausbohrmaschinen und Schwärmern sprechen, ohne damit den Gedanken zu verbinden, daß die Maschinen nur zu dem durch ihren Namen gekennzeichneten Arbeitsverfahren tauglich sind. Gibt es doch Lochbohr- sowie Ausbohrmaschinen, die gelegentlich als Drehbänke verwendet werden, und sind doch viele der Ausbohrmaschinen mit Schwärmervorrichtungen versehen usw.

Ich beginne als den Drehbänken am nächsten stehend mit den:

a) Ausbohrmaschinen.[1]) Ihr tätiger Teil ist die Bohrstange, an welcher die Stichel entweder unmittelbar oder unter Vermittlung eines Bohrkopfes (S. 116) befestigt sind.

Bei einer Bauart der Maschinen dreht sich die unverschiebliche Bohrstange *a* (Fig. 758) in Lagern *l*, während das Werkstück *w* auf einem gleichlaufend zur Bohrstange verschiebbaren Schlitten *s* befestigt ist. Der Bohrkopf *b* sitzt etwa in der Mitte zwischen den Lagern *l*. Hierbei muß der Abstand der beiden Lager *l* im allgemeinen mehr als das Doppelte der Werkstücklänge betragen, so daß diese Bauart für längere Werkstücke bzw. größere Bohrlängen sich wenig eignet.[2])

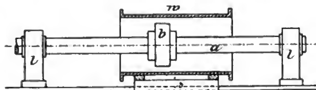


Fig. 758.

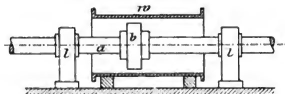


Fig. 759.

Eine zweite Bauart, bei welcher beide Lager *l* dem Werkstück nahe gelegt werden können, so daß die Federung der Bohrstange geringer ausfällt, stellt Fig. 759 in einfachen Linien dar. Hier ist das Werkstück *w* auf dem Bett der Maschine befestigt, ruht also, während die Bohrstange *a* mit dem Bohrkopf *b* sich gleichzeitig dreht und verschiebt.

Als Beispiel für diese Bauart führe ich die von Ernst Schieß gebaute liegende Ausbohrmaschine (Fig. 760 und 761, Taf. XXXIII) an. Die Bohrspindel besteht aus zwei Teilen *a* und a_1, die durch eine Art Futter miteinander verbunden sind. Eine fünfstufige Antriebsrolle *g* dreht mittels eines Wurmes das Rad *h*; es verhält sich dessen größte zu seiner kleinsten Geschwindigkeit wie 6,25 : 1. *h* dreht sich mit seiner langen, halsartig gestalteten Nabe in dem Doppellager *ll* und umfaßt in seiner Bohrung die Spindel *a*, in dessen lange Nut mit einer festen Leiste greifend. *a* ist ferner in *c* gelagert und erfährt durch den mit diesem Lager verbundenen Schlitten seine Verschiebung in der Längenrichtung der Maschine. Die Schlittenverschiebung bewirkt eine in der Mitte des Bettes *d* liegende Schraube, die am linksseitigen Ende durch zwei verschiedene Räderübersetzungen angetrieben werden kann.

Links unten in Fig. 760 erkennt man, daß die untere Welle durch Wurm und Wurmrad, ferner (vgl. auch Fig. 761) durch ein Rädervorgelege von der Stufenrolle aus betrieben wird. Es ist aber eine zweite, von dieser Stufenrolle ausgehende Antriebsweise vorgesehen, nämlich durch ein Kegelradpaar; sie dient dem raschen Zurückführen des Schlittens und der

[1]) Dingl. polyt. Journ. 1895, Bd. 297, S. 129, mit Abb.; 1896, Bd. 299, S. 201, mit Abb.

[2]) Dingl. polyt. Journ. 1888, Bd. 267, S. 584, mit Abb. The Iron Age, 20. Febr. 1890, S. 294, mit Abb. (3-spindlig). The Engineer, Juni 1891, S. 515, mit Schaubild (2-spindlig). American Machinist, April 1896, S. 453, mit Schaubild (2-spindlig). Engineering, 17. Juli 1896, S. 91, mit Schaubild. The Iron Age, 24. März 1898, S. 2, mit Schaubild.

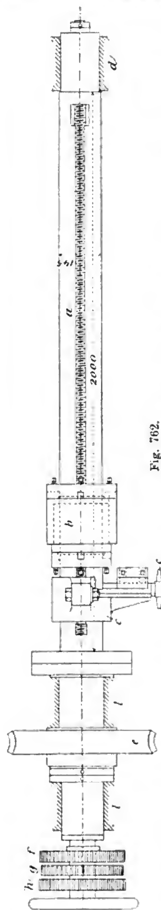


Fig. 762.

Spindel *a*. Die den Schlitten verschiebende Schraube kann auch mit Hilfe des Spillrades *n* gedreht werden.

Auf a_1 sitzt der Bohrkopf *b* fest, welcher für vier Stichel eingerichtet ist.

Die Befestigung der Werkstücke findet auf der mit Aufspannuten versehenen Grundplatte *e* statt. Auf der nach rechts über das Doppellager hervorragenden Nabe des Wurmrades *h* sitzt ein Schwärmer *f* (Fig. 760). Er besteht aus einer Nabe und zwei Armen. Letztere enthalten je einen mittels Schraube quer gegen die Bohrstangenachse verschiebbaren Schlitten; es erfolgt die Drehung der Schrauben durch sternartige Rädchen, welche beim Drehen des Schwärmers gegen einen am Maschinengestell festen Vorsprung stoßen. Jeder Schlitten enthält einen gleichlaufend zur Bohrstange verschiebbaren Stichelhausschlitten. Die Bohrstange a_1 steckt rechts verschiebbar in einer Hülse *i*, die in dem Doppellager *o* drehbar ist; sie dient zur Aufnahme eines zweiten Schwärmers *p*. Da das Doppellager *o* auf der Grundplatte *e* verschoben werden kann, so vermag man die Lage dieses zweiten Schwärmers der Werkstücklänge anzupassen.[1])

Es sei bemerkt, daß man für geringe Werkstücklängen die Lagerung *o* entbehren kann, indem man statt a_1 eine kürzere Bohrstange verwendet oder auf das frei vorstehende Ende von *a* einen Bohrkopf steckt.

Eine dritte Bauart benutzt eine Bohrstange *a* (Fig. 762), welche sich in zwei festen Lagerkörpern *l* und *d* stützt und mit einem auf ihr verschiebbaren Bohrkopf *b* versehen ist. Die nötige Entfernung zwischen den beiden Lagerungen ist hier nicht größer als bei der vorigen Maschine. Die Verschiebung des Bohrkopfes *b* erfolgt durch eine in Bohrstangenmitte liegende Schraubenspindel, an deren freiem Ende zwei Zahnräder *h* und *g* festsitzen; ein mit der Bohrstange *a* sich drehendes Rad *f* greift in ein auswärts gelagertes, welches mit einem zweiten, in *g* oder *h* greifendes, fest verbunden ist, so daß eine gegensätzliche Drehung zwischen *a* und der Schraubenspindel hervorgerufen wird. Ein Schwärmer *c* kann an beliebigen Stellen der Bohrstange befestigt werden, indem seine Nabe zweiteilig gemacht ist; die Schraube, welche den

[1]) Engineering, 24. Febr. 1888, S. 186, mit Schaubild. The Iron Age, Sept. 1891, S. 360, mit Schaubild; Dez. 1891, S. 1311, mit Schaubild. Engineering, Mai 1896, S. 638, mit Schaubild. Z. 1900, S. 1557, mit Abb.

Schwärmerstichel quer gegen die Bohrstange verschiebt, wird durch ein Sternrädchen *e* betätigt. Die eigentliche Bohrstange *a* wird einerseits durch ein wegnehmbares Lager *d*, anderseits durch eine kurze, in zwei festen Lagern *l* drehbare hohle Welle gestützt, auf der das Antriebsrad *e* festsitzt.

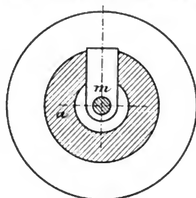


Fig. 763.

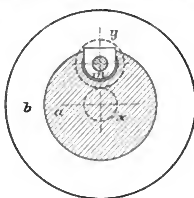


Fig. 764.

Man verwendet diese Verbindung zwischen Bohrstange und Antriebswelle, um Bohrstangen verschiedenen Durchmessers — je nach der zu erzeugenden Bohrweite — anlegen zu können. Es werden aber auch beide aus einem Stück gefertigt, und spricht man dann von einer **selbsttätigen Bohrstange**.

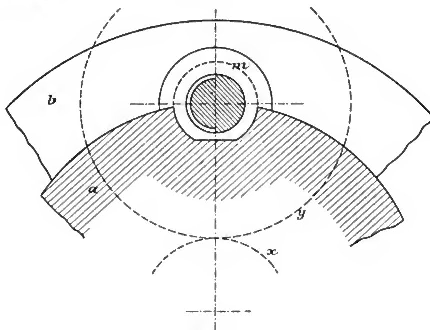


Fig. 765.

Bei der durch Fig. 762 abgebildeten Bohrstange liegt die Schaltschraube in der Mitte. Das erleichtert ihren Antrieb, schwächt aber die Steifigkeit der Bohrstange in hohem Grade wegen des langen Schlitzes, der erforderlich ist, um die Mutter *m* (Fig. 763) mit dem Bohrkopf verbinden zu können. Man mindert diesen Übelstand dadurch, daß man die Schaltschraube (nach Fig. 764) einseitig legt. Sieht man — mit Recht — von

dem ruckweisen Drehen der Schraube durch ein Sternrad ab, so muß am Ende der Bohrstange ein Räderpaar *xy* (Fig. 764) angebracht werden, um eine mit der Bohrstangenachse zusammenfallende Drehachse zu gewinnen. Nach einer von mir angegebenen Anordnung (Fig. 765) fällt die Schwächung der Bohrstange *a* noch geringer aus. Es greift die Mutter *m* nur so tief in die Bohrstange *a*, wie zu guter Übertragung der Drehung auf den Bohrkopf *b* erforderlich ist. Anderseits liegt *m* in einer halbrunden Höhlung von *b* und nimmt den Bohrkopf in ihrer Längenrichtung vermöge ihrer Endborde, welche sich an die ebenen Flächen von *b* legen, mit. Die dem Antriebsrade nahe liegenden Lagerstellen haben einen größeren Durchmesser, als die Weite des Bohrkopfes beträgt, so daß die Schaltschraube hindurchgeführt werden kann. Am Ende der Bohrstange befindet sich ein Räderpaar *xy* zum Antriebe der Schaltschraube.

Es eignet sich die selbsttätige Bohrstange für tragbare Ausbohrmaschinen, d. h. solche, welche zum Ausbohren, z. B. von Dampfmaschinenzylindern am Ort ihrer Verwendung dienen,[1]) sie dient aber auch als Grundlage für feststehende Ausbohrmaschinen.

Die Fig. 766, 767 u. 768, Tafel XXXIV, stellen in Seiten-, Endansicht, bzw. Grundriß eine solche, von H. Wohlenberg gebaute, liegende Ausbohrmaschine dar.[2]) Sie ist bestimmt, den Maschinenrahmen liegender Dampfmaschinen in zwei sich rechtwinklig kreuzenden Achsen gleichzeitig zu bohren. Eine kräftige Aufspannplatte *a* ist gleichzeitig Grundplatte der Maschine. Auf ihr sitzt der Bock *b* fest, welcher den Antriebsteil der Bohrstange *d* enthält; die auswechselbare Bohrstange *d* ist mit ihrem sonst freien Ende in dem einstellbaren Bock *c* gelagert. Es dient die Bohrstange *d* zum Ausbohren und Abschwärmen des Rahmenendes, an welchem der Dampfzylinder Platz finden soll, und zum Ausbohren der festen Kreuzkopf-Gleitbahnen von Dampfmaschinen. Die Bohrstange *e* hat den Zweck, die Lagerkörper der Kurbelwelle und nach Umständen auch die eingelegten Lagerschalen auszubohren und abzuschwärmen. Hier wird der Bohrkopf auf der Bohrstange befestigt und behufs des Schaltens letztere in der langen Nabe des Antriebswurmrades *f* verschoben (vgl. Fig. 760 u. 761).

Eine zweite, hierher gehörende liegende Ausbohrmaschine von H. Wohlenberg stellen Fig. 769 u. 770 übersichtlich und Fig. 771 u. 772, Tafel XXII, größer gezeichnet, in Seiten- und Endansicht dar. Sie ist bestimmt zum Bearbeiten zusammengegossener Zylinder von Verbundmaschinen.[3]) Man sieht zunächst aus Fig. 769 und 770, daß auf einer gleichzeitig als Aufspannplatte dienenden Grundplatte zwei liegende Ausbohrmaschinen angebracht sind, deren Bohrstangen die Buchstaben *a* und *b* bezeichnen. Jede der Bohrstangen ist mit besonderem Antrieb versehen, und zwar durch Stufenrolle, Wurm und Wurmrad. Es soll der Abstand der beiden Bohrstangen zwischen 400 mm und 800 mm geändert werden können, weshalb die Lagerung *d* auf der *c* und *d* gemeinsamen Unterplatte verschoben werden kann. Man will ferner die gemeinsame Unterplatte in

[1]) Prakt. Maschinen-Konstrukteur 1884, S. 214, mit Abb; 1887, S. 55, mit Abb. Industries, Febr. 1892, S. 122, mit Schaubild. Z. 1892, S. 1375, mit Schaubild. The American Engineer, März 1895, S. 142, mit Abb. American Machinist, 2. Mai 1895, S. 341, mit Abb.; 12. Sept. 1895, S. 725, mit Abb.

[2]) Z. 1888, S. 753, mit Abb.

[3]) Z. 1888, S. 753, mit Abb.

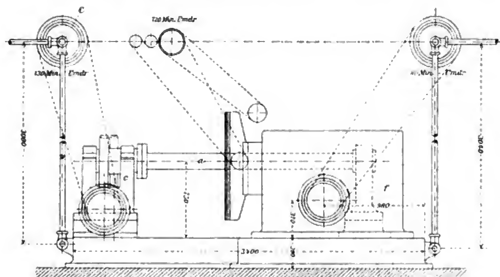


Fig. 769.

Fig. 770.

Maßstab 1:40.

mm 1000 500 0 1 2 3 4 m

der Längenrichtung der Bohrstangen verschieben und hat deshalb die Vorgelegewelle *e* in die Augen zweier Lenker gelegt (vgl. Fig. 769, S. 770). Neben den Bohrstangen sind, auf derselben Grundplatte, zwei Feilmaschinen *f* und *g* angebracht, welche zum Behobeln der Schieberflächen und Schieberkastenflanschen bestimmt sind. Auch sie sollen verschiedene Lagen annehmen, weshalb die Vorgelegewellen ebenso gelagert sind wie *e*, außerdem aber mit ihren unteren Schwingungsbolzen in der Achsenrichtung verschiebbar gemacht sind. Endlich sollen an den Stößelköpfen Fräsvorrichtungen angebracht werden, wovon weiter unten noch die Rede sein wird.

Fig. 773.

Aus Fig. 771 und 772 sind verschiedene Einzelheiten zu erkennen. Danach kann der zur Bohrstange *b* gehörige Bock *d* quer zur Bohrstangenachse verschoben werden und zwar mittels einer in Fig. 772 angegebenen Schraube. Die in *d* liegende Wurmwelle wird — wie die in *c* befindliche — durch ein Stirnradpaar angetrieben, damit der Achsendruck des Wurmes durch ein einstellbares Spurlager aufgenommen werden kann. Es steckt die Welle des in Fig. 772 links belegenen unteren Stirnrades verschiebbar in ihrer Stufenrolle, deren Nabe so von einem Lager umfaßt wird, daß die Stufenrolle an der Verschiebung nicht teilnehmen kann. Es sind ohne weiteres zwei verschiedene Schaltgeschwindigkeiten gegeben, indem man entweder

das rechts oder das links auf Bolzen eines Hebels sich frei drehende Räderpaar mit dem auf der Bohrstange und einem der beiden auf der Schaltschraube sitzenden Räder in Eingriff bringt.

An den Feilmaschinen *f* und *g* ist der Stößel *h* lang geführt und mit breitem Kopf versehen, so daß der Stichel in senkrechter Richtung um 650 mm verschoben werden kann. Auf dem Schlitten *i*, welcher an dem breiten Kopf gleitet, sitzt eine Wendeplatte, auf welche also der Stichelhausschlitten geneigt gegen die Wagerechte verschoben werden kann. Die Schaltbewegung längs des Stößelkopfes und längs des an der Wendeplatte ausgebildeten Führungsstabes bewirkt selbsttätig ein Schaltwerk *k*, welches nach Fig. 486, S. 227 betätigt wird.

Weiter oben wurde schon einer Fräsvorrichtung gedacht; sie ist in erster Linie zum Ausfräsen der Schieberkanalmündungen bestimmt, weshalb nur ein einseitig gelagerter Fräser in Frage kommen kann. Nach Fig. 773 und 774 ist das Lager der Fräserspindel *l* an dem Schlitten der Wendeplatte (statt des Stichelhauses) angebracht, kann daher in ihrer Längenrichtung, mit dem Schlitten *i* lotrecht und mit dem Stößel *h* wagerecht, quer zur Fräserachse verschoben werden. Die für den vorliegenden Zweck erforderliche Stößelverschiebung findet selbstverständlich nicht durch die Kurbel statt, welche den Stößel bewegt, sobald dieser hobelt; man benutzt für die Verschiebung des Fräsers vielmehr die Schraube *m*. Die Schaltbewegung soll

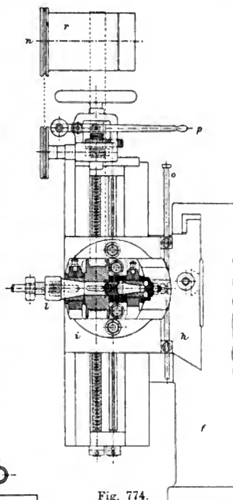


Fig. 774.

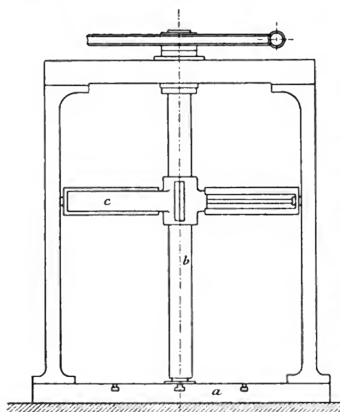


Fig. 775.

eine stetige sein. Es ist deshalb auf den Kopf des Stößels ein Wurmradvorgelege angebracht, welches von dem Deckenvorgelege *n* aus durch eine Schnur angetrieben wird und seinerseits die im Stößelkopf gelagerte Schlittenschraube dreht. An dem Schlitten *i* befindet sich ein einstellbarer Anschlag in Gestalt einer Stange *o*. Diese stößt, wenn der Fräser an seinem oberen Wegesende angekommen ist, gegen den Hebel *p* und rückt damit den Schaltantrieb selbsttätig aus. Wegen der Verschiebbarkeit der Fräserspindel ist einerseits die Riemenrolle *r* des Deckenvorgeleges sehr lang, anderseits eine Spannrolleneinrichtung *q* eingeschaltet, die Fig. 773 erkennen läßt.

Teils wegen des Umstandes, daß liegende lange Bohrstangen durch ihr eigenes Gewicht eine gewisse Durchbiegung erfahren, teils auch, weil größere Dampfzylinder liegend sich etwas durchbiegen, also, wenn stehend verwendet, nicht ganz rund sind, zieht man zuweilen die lotrechte Lage der Bohrstange der wagerechten vor. Fig. 775 stellt eine solche stehende Ausbohrmaschine ihrem Wesen nach dar. Es ist auf der gleichzeitig zum Befestigen der Werkstücke eingerichteten Grundplatte *a* ein kräftiger Bock errichtet, dessen oberer Querbalken das Halslager der Bohrspindel *b* enthält; der untere Zapfen der Bohrspindel steckt in einem in *a* angebrachten Spurlager. Über dem Bock befindet sich der Antrieb, sowohl der Bohrspindel als auch der Schaltschraube. Außer der Grundplatte dienen auch die Seitenständer der Stützung des zu bearbeitenden Werkstücks. Der — hier weggelassene — Bohrkopf wird in gewöhnlicher Weise auf die Bohrspindel gesteckt; er ist zuweilen behufs bequemen Auswechselns zweiteilig. Der Schwärmer *c* wird aus gleichem Grunde immer zweiteilig gemacht. Man richtet sich so ein, daß entweder die Bohrstange *b* allein oder aber diese nebst dem Halslager bequem nach oben fortgenommen werden kann.[1])

Eine vierte Bauart verwendet für den Antrieb der Bohrstange eine hohle Spindel, schließt sich also der durch Fig. 760 u. 761, Taf. XXXIII, dargestellten Maschine in einigem Grade an. Die betreffenden Maschinen hätten dort mit erledigt werden können, wenn sie nicht fast ausnahmslos die weitere bemerkenswerte Eigentümlichkeit besäßen, daß der Abstand zwischen Bohrstangenmitte und Aufspannplatte bequem regelbar ist und meistens auch eine gegensätzliche, genaue Verschiebbarkeit zwischen Werkstück und Werkzeug in anderer Richtung vorliegt.

Die hohle Spindel, in welcher die Bohrstange sich verschiebt, gewährt die Möglichkeit, für mäßige Werkstücklängen auf eine weitere Lagerung der Bohrstange verzichten zu können. Es ist die vorliegende Maschinenart also auch zum Ausbohren solcher Höhlungen von mäßiger Länge geeignet, welche an einem Ende geschlossen sind, während die bisher erörterten Maschinen fast ausnahmslos nur zum Ausbohren durchgehender Höhlungen verwendet werden können. Noch andere Benutzungsweisen, die im Laufe der folgenden Besprechungen Erwähnung finden werden, hängen mit dieser eigenartigen Stützungsweise der Bohrstange zusammen.

Man kann die hierher gehörenden zahlreichen Ausbohrmaschinen im wesentlichen in zwei Gruppen ordnen, nämlich in solche, bei denen die

[1]) The Engineer, Dez. 1885, S. 436. Engineering, 1. Febr. 1889, S. 104 (bis 3,7 m Durchmesser). The Iron Age, 21. Mai 1891, S. 969; Engineering, Sept. 1891, S. 355 (bis 2,1 m Durchmesser); Dez. 1891, S. 689 (mit 4 m Durchmesser). American Machinist, 2. Okt. 1896; 15. Okt. 1896. Z. 1892, S. 1375, sämtl. mit Schaubildern.

hohle Spindel ihren Ort nicht verläßt, und in Maschinen, deren Arbeitsspindel nebst Spindelkasten verschiebbar ist.

Die Maschinen der ersten Gruppe nennt man allgemein liegende Bohrmaschinen, auch wohl Horizontal-Bohrmaschinen. Die zweite Gruppe führt vielfach denselben Namen unter Hinzufügung von „und Fräsmaschine“, oder wird auch — wenig zutreffend — Universal-Bohr- und Fräsmaschine genannt.

Fig. 776 stellt eine liegende Bohrmaschine mit fester Spindellagerung in einer Seitenansicht dar.[1]) Der Antrieb der hohlen Spindel erfolgt durch vierstufige Riemenrolle und gewöhnliches ausrückbares Rädervorgelege; sie dreht die Bohrstange *a* mittels einer festen Leiste, welche in eine Nut der letzteren greift. Am linksseitigen Ende der Bohrstange steckt eine Hülse *b* mit nach unten gerichteter Zahnstange. Das in diese Zahnstange greifende

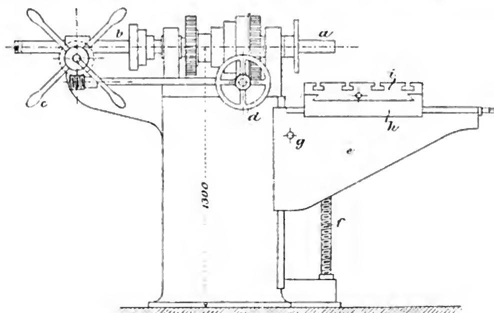


Fig. 776.

Rad wird unter Vermittlung von Wurmrad und Wurm, einiger Wellen und Kegelräder von der am Schwanzende der hohlen Spindel festsitzenden Stufenrolle aus selbsttätig betrieben. Nach Lösung der an dem Wurmrad befindlichen Kupplung kann man mittels des Handkreuzes *c* die Bohrstange rasch verschieben. Außerdem ist eine langsame Verschiebung mittels des dem Arbeiter bequem liegenden Handrades *d* vorgesehen. An der rechts liegenden Seite des Maschinenbockes ist ein Winkel *e* lotrecht zu verschieben und zwar mit Hilfe der Schraube *f*, welche unter Vermittlung von Wurmrad und Wurm von der Welle *g* aus gedreht wird; ihre Mutter sitzt im Fuß des Maschinengestelles. Auf der wagerechten Fläche des Winkels *e* kann die Platte *h* gleichlaufend zur Bohrstangenachse und ferner die Aufspannplatte *i* auf *h* quer gegen diese Achse verschoben werden. Die hierin

[1]) American Machinist, 3. Nov. 1888. The Iron Age, April 1889, S. 772; März 1891, S. 530; Nov. 1895, S. 1089; Nov. 1896, S. 853. Engineering, Jan. 1892, S. 87; Febr. 1896, S. 206. The Engineer, 28. Juni 1895, S. 550. Revue industrielle, März 1895, S. 123, sämtl. mit Schaubildern. Z. 1902, S. 1669, mit Abb.

liegende Verschiebbarkeit bietet für eine Reihe von Arbeiten große Erleichterungen, zunächst für das Aufspannen der Werkstücke. Man richtet sie aus nach einer in eine Aufspannut gelegten Leiste oder einer auf die Aufspannplatte gezogenen Linie und gewinnt im weitern durch Heben bzw. Senken des Winkels und Verschieben der Aufspannplatte die richtige Lage gegenüber der Bohrstange. Ist eine Zahl von gleichen Lagern auszubohren, so können diese hinter- oder nebeneinander aufgestellt werden. Insbesondere aber ist die dreifache Verschiebbarkeit der Aufspannplatte für das Bohren von Löchern bequem, welche genau gleichlaufend zueinander liegen sollen. Die Verwendbarkeit der Maschine beschränkt sich nicht auf das Ausbohren und Abschwärmen, sondern sie ist auch für das Einbohren von Löchern brauchbar. Und wenn man am Kopf der hohlen Spindel eine Planscheibe und auf der Aufspannplatte ein Stichelhaus anbringt, so läßt sie sich ohne weiteres als Drehbank benutzen.

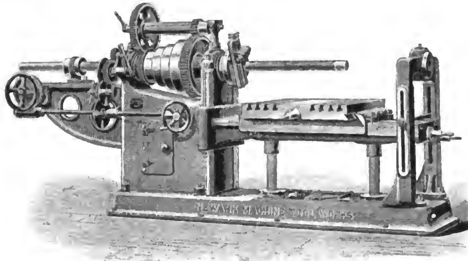


Fig. 777.

Für größere Bohrlängen gibt man dem das Werkstück tragenden Winkel eine zweite Stütze; seine Gestalt nähert sich dann mehr und mehr derjenigen eines Bettes, von dieser nur so weit abweichend, als seine Verschiebbarkeit in lotrechter Richtung nötig macht. Eine derartige von den Newark machine tool works gebaute Maschine zeigt Fig. 777 im Schaubild. Es dienen zum Tragen des Bettes zwei Schrauben, deren Muttern im Maschinengestell gelagert sind und durch Wurm und Wurmrad und längere liegende Welle von einer im linksseitigen Bock (verdeckt) befindlichen stehenden Welle aus gedreht werden. Das rechtsseitige Ende des lotrecht verschiebbaren Bettes wird in einem besondern Bock geführt und in diesem durch Schrauben festgehalten. Dieser Bock enthält oben ein Auge zur zweiten Führung der Bohrstange, wenn diese weit aus der hohlen Spindel hervorragt. Linksseitig bemerkt man in der Figur einen zur Führung eines Schlittens dienenden Winkel. Ein in dem Schlitten drehbarer Ring wird nach Bedarf an die Bohrstange geklemmt. Der Schlitten kann mittels einer Schraube entweder selbsttätig oder durch die Hand verschoben werden. Zum Regeln der Zuschiebung dient ein Sellersches Reibrädergetriebe (Fig. 343 und 344, S. 160). Die Aufspannplatte mißt 765 mm im Geviert, die

Dicke der Bohrstange beträgt 175 mm, der größte lotrechte Abstand der Bohrstange von der Aufspannplatte 500 mm, der größte Durchmesser der Stufenrolle 407 mm und die Breite der Stufen 90 mm; die ganze Länge der Maschine ist 3275 mm.

Eine ähnliche Maschine von Wilhelm Scharmann geben die Fig. 778 und 779 in zwei Ansichten wieder.[1]) Die hohle gußeiserne Hauptspindel dreht sich in Bronzelagern; der auf sie in ihrer Achsenrichtung wirkende Druck wird durch ein Ballager aufgenommen. Der Antrieb erfolgt durch vierstufige Rolle und ausrückbares Rädervorgelege; es soll die antreibende Stufenrolle minutlich 90 Drehungen machen. Auf dem Schwanzende der Spindel sitzt das Rädchen *a* (Fig. 779), welches durch ein ausrückbares Zwischenrad das Rad *b* betreibt. Dieses sitzt auf einer hohlen Welle und treibt durch ein verdeckt liegendes, durch Handhebel *c* zu steuerndes Winkelrad-Kehrgetriebe die Welle *d* links oder rechts herum. Stufenräder, die durch den Knopf *i* zu steuern sind, betätigen die tiefer belegene Welle *e*, welche entweder durch Wurm und Wurmrad, sowie das Winkelradpaar *f*, oder durch das Stirnradvorgelege *g* die Welle *h* und damit die zum Verschieben der Bohrstange *m* dienende Schraube dreht. Man rückt den ersteren, langsameren, oder den letzteren, rascheren Betrieb, mittels des Kuppelhebels *k* ein oder aus. Der Hebel *k* wird durch den Handhebel *l*

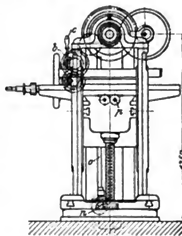


Fig. 778.

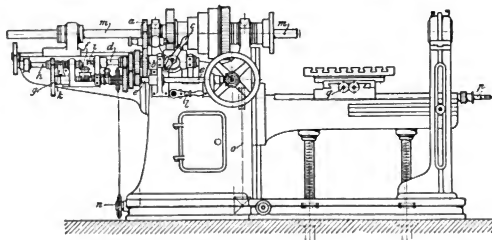


Fig. 779.

betätigt. Auf der Welle *e* sitzt, zunächst lose, eine Kettenrolle; sie kann mit *e* gekuppelt werden und treibt dann durch Bandkette die im Maschinenfuß gelagerte Welle *n*. Diese dreht durch ein Winkelradpaar die im Maschinengestell versteckt stehende Welle *o*, Wurm und Wurmrad, eine Welle *p*, welche im lotrecht verschiebbaren Bett oder Ausleger gelagert ist. *p* treibt am rechtsseitigen Ende der Maschine durch ein Stirnradvorgelege die Bett-

[1]) Z. 1903, S. 417, mit Abb.

schlittenschraube, und im Bettschlitten eine Querwelle *q*, welche zum Drehen der Querschlittenschraube dient. Das Bett ruht auf zwei Schrauben mit Muttern, die zu Wurmrädern ausgebildet sind. Die gemeinsame Welle der zugehörigen Wurme kann mit der Welle *n* gekuppelt werden.

Die Welle *e* läßt sich unter Vermittlung eines Winkelradpaares durch das vor der Maschine sichtbare Handrad drehen. Da sämtliche Verschiebungsbewegungen von der Welle *e* abgeleitet sind, so lassen sie sich auch alle durch dieses Handrad betätigen. Außerdem sind das Bett in der Höhe, der Bettschlitten und der Querschlitten durch aufzusteckende Handkurbeln zu verstellen; man erkennt die betreffende Vierkante in den Figuren.

Die in der hohlen Spindel verschiebbare Bohrstange *m* ist 60 mm dick und läßt sich ohne Unterbrechung um 500 mm verschieben. Diese Verschiebbarkeit läßt sich durch Versetzen des Führungsschlittens der Stange verdoppeln. Der größte auszubohrende Durchmesser beträgt 300 mm, der größte Abstand zwischen Bohrstangenmitte und Aufspanntisch 600 mm, zwischen jener und dem Bett 790 mm, die selbsttätige Längs- und Querverschiebung des Aufspanntisches 750 mm und der größte Abstand zwischen Spindel- und Bohrstangenlager 1150 mm.

Bei der zweiten Gruppe der vorliegenden Ausbohrmaschinen ist der Spindelkasten an einem lotrechten Ständer in der Höhenrichtung zu verschieben, während der Ständer in der Regel auf seinem Bette quer gegen die Bohrstangenachse verschoben werden kann. Die Aufspannplatte ist zuweilen fest, zuweilen verschieb- und drehbar.

Es stellen die Fig. 780, 781, 782 und 783, Tafel XXXV, eine von Droop & Rein gebaute Maschine in drei Ansichten bzw. teilweisen Schnitten und einem Grundriß dar. Ich wende mich zunächst der Spindellagerung und dem Spindelantrieb zu. Der Spindelkasten *a* ist an dem Ständer oder Bock *b* um 1,4 m lotrecht zu verschieben. Die hohle Spindel *c* (Fig. 780) hat zwei schlank kegelförmige Zapfen; es wird ihre Verschiebung nach rechts in bezug auf Fig. 780 durch einen stumpf kegelförmigen Anlauf des Hauptzapfens, nach links durch Mutter und Gegenmutter unter Vermittlung eines längeren, gegen das Hauptlager sich legenden Ringes verhindert. Das Lager des Schwanzendes kann durch Mutter und Gegenmutter im Spindelkasten verschoben werden. Die 110 mm dicke Bohrstange *e* wird durch eine in der Spindel *c* feste Leiste, welche in eine lange Nut der Bohrstange greift, gedreht. Auf dem dünneren Schwanzende der Bohrstange steckt eine Hülse *d*, an deren oberer Seite eine Zahnstange ausgebildet ist; in diese greift ein die Schaltbewegung bewirkendes Zahnrad *f*. Es sitzt nun auf dem Kopfende der Spindel ein Zahnrad *g* fest. Dieses ist an seiner ebenen Seite mit Aufspannuten versehen, um hier eine dickere, dann nicht verschiebbare Bohrstange, einen Schwärmer oder sonstiges Werkzeug befestigen zu können. Das in *g* greifende Stirnrad sitzt auf dem einen Ende der Welle *i*, auf dessen anderem Ende ein Kegelrad steckt, welches mit einem an der lotrechten Welle *k* verschiebbaren in Eingriff steht. Das erstgenannte Kegelrad sitzt nun nicht fest auf *i*, sondern wird durch einen verschiebbaren Kuppelmuff mit der Welle *i* verbunden. Behufs Ein- bzw. Ausrückens umgreift den Kuppelmuff eine an wagerechter Stange sitzende Gabel (Fig. 780). Die Stange ist mit dreigängigem flachen Gewinde mit 38 mm Steigung versehen, und an deren Mutter sitzt ein in der Zeichnung nach oben gerichteter Griff, durch dessen Drehung das Verschieben des

Kuppelmuffs, d. h. das Ein- oder Ausrücken des Spindelbetriebes rasch erreicht werden kann.

Die lotrechte Welle *k* wird an ihrem unteren Ende durch ein Kegelräderpaar von der liegenden Welle *l* aus angetrieben, deren Antrieb in dem Grundriß (Fig. 782) leicht verfolgt werden kann.

Auf der Welle *i* (Fig. 781) sitzt ein Wurm, welcher in ein unter ihm liegendes Wurmrad greift, und auf dessen Welle stecken drei stufenartig angeordnete Zahnräder, welche durch Verschieben eines in der Wellenbohrung befindlichen Stiftes und eines in diesem steckenden Splintes mit der Welle gekuppelt werden können; die Verschiebung dieses Stiftes geschieht durch ein in ringförmige Vertiefungen desselben greifendes Zahnrad. Ein auf der Welle *m* (Fig. 782) festsitzendes — nicht sichtbares — Stufenrad steht nun mit jenen Rädern in Eingriff. Auf *m* steckt ferner ein durch Reibkupplung zu befestigendes Kegelrad; dieses betreibt ein mit Büchse und Stirnrad sich lose um die Welle *n* drehendes Kegelrad. Es kann nun die Welle *n* durch das verschiebbare Stirnrad *o* entweder durch ein doppeltes Rädervorgelege oder, indem man *o* gegen die erwähnte Büchse verschiebt und mit ihr kuppelt, unmittelbar betrieben werden. Es steht sonach ein sechsfaches Geschwindigkeitsverhältnis zwischen der Hauptspindel und der Welle *n* zur Verfügung. Auf *n* sitzt nun ein Wurm, welcher ein an der Welle des Rades *f* ausrückbar steckendes Wurmrad betätigt und damit die Schaltbewegung der Bohrstange hervorbringt. Mittels der Hand kann man die Bohrstange verschieben durch das auf der Welle *m* (Fig. 782) steckende Handrad, und rascher durch das Handrad, welches auf der Welle des Rades *f* steckt. Zur lotrechten Verschiebung des Spindelkastens *a* dient die Schraube *p* (Fig. 781) und deren an dem Spindelkasten gelagerte Mutter *q*. Letztere ist durch einen Wurm und das Handrad zu betätigen, welches man in Fig. 781 rechts sieht. Die Schraube *p* selbst wird von dem Hauptantrieb aus durch ein an ihrem Fuße angebrachtes Kegelradpaar gedreht und zwar auf folgende Weise. Das auf der Antriebswelle *l* verschiebbare Kegelrad, welches die stehende Welle *k* zu drehen hat, ist mit langer Nabe am Bock *b* gelagert (vgl. Fig. 783, links unten). Diese lange Nabe trägt auf der andern Seite des Lagers das Rad *r* (Fig. 783 und 782), welches unter Vermittlung eines ausrückbaren Zwischenrades die Welle *s* dreht. Von der auf *s* festsitzenden Stufenrolle wird eine in einiger Höhe gelagerte Welle und durch diese unter Vermittlung von Wellen und zwei Kegelradpaaren (Fig. 781, 782, 783) die stehende Welle *t* gedreht. Unten sitzt an dieser ein Wurm, welcher in ein um die Welle *u* sich lose drehendes, aber mit ihr zu kuppelndes Wurmrad greift. An *s* (Fig. 782, hinten rechts) sitzt ferner ein Stirnrad, welches durch Zwischenräder auf kürzerem Wege und im entgegengesetzten Drehsinne als der vorhin angegebene Antrieb die Welle *u* betätigt, wenn man das auf *u* lose steckende Rad mit dieser kuppelt. Der Kuppelmuff, welcher entweder diese Kupplung oder die Kupplung des vorhin genannten Wurmrades mit der Welle *u* herbeiführt, wird durch ein in Fig. 782 leicht verfolgbares Hebelwerk verschoben; *v* (Fig. 782 u. 780) bezeichnet den zugehörigen Handhebel, der mit dem Spindelstock auf- und niedergeschoben wird, so daß der Arbeiter von seinem — nach Umständen erhöhten — Standorte aus ihn bequem erreichen kann.

Auf der Welle *u* steckt nun ein Stirnrad, welches mittels Zwischenrades die zur Schraube *w* gehörige, an dem Bock *b* gelagerte Mutter *x* (Fig 781)

zu drehen vermag, um hierdurch den Bock *b* längs seines Bettes zu verschieben, und in bezug auf Fig. 781, weiter nach rechts, das zum Betriebe der stehenden Schraube *p* bestimmte Kegelrad. Zwischen diesem und dem vorerwähnten Stirnrad ist auf *u* ein Kuppelmuff verschiebbar, der das eine oder andere mit *u* verbindet, also die lotrechte Verschiebung des Spindelstockes *a* oder die wagerechte des Bockes *b* herbeiführt. Das zu dieser Steuerung dienende Hebelwerk sieht man zunächst in Fig. 780 angegeben. *y* bezeichnet den zugehörigen Handhebel; derselbe wandert ebenso wie der Handhebel *v* (vgl. Fig. 780) mit dem Spindelkasten *a* auf und ab, man hat also die beiden Handhebel, die zur Steuerung der Spindelkasten- und Bockverschiebung und die beiden zur Verschiebung dienenden Handräder und Kupplungen (vgl. Fig. 782) möglichst nahe zusammengelegt.

Behufs Entlastung der lotrechten Schraube *p* ist der Spindelkasten mittels einer über eine Rolle gelegten Kette mit dem Gegengewicht *z* verbunden; damit dieses nicht belästigt, verschiebt es sich in dem Bock *b*.

Mit dem Bett *B* des Bockes ist einerseits die Lagerung *C* des Antriebsvorgeleges (Fig. 782), anderseits eine große Aufspannplatte *A* (Fig. 782 und 780) fest verschraubt. Verlangen die Werkstücke eine sehr lange Bohrstange, so fügt man an die vorhandene eine Verlängerung, die an einem auf der Aufspannplatte befestigten Hilfsständer (siehe weiter unten) eine zweite Stütze findet. Alsdann sind die selbsttätigen Verschieblichkeiten des Spindelkastens *a* natürlich nicht zu benützen.

Die Fig. 784 bis 791, Tafel XXXVI und XXXVII, stellen eine ähnliche ebenfalls von Droop & Rein gebaute Ausbohrmaschine dar. Sie unterscheidet sich von der vorigen hauptsächlich dadurch, daß der Bock, an welchem der Spindelkasten lotrecht verschoben werden kann, auf seinem Bett fest steht, also der Bohrstange — außer der lotrechten Verschiebung durch ihren Spindelkasten — nur noch die Verschieblichkeit in ihrer Achsenrichtung bleibt. Man hat daher den Werkstücken mehrere Verschiebbarkeiten gegeben.

Es werden die Werkstücke auf der Platte *A* (Fig. 786, 787 und 788) befestigt. Diese ist zunächst um eine lotrechte Mittelachse behufs des Einstellens drehbar. Der Schlitten *C* ist nämlich oben rund und an dem runden Rande mit genau verteilten Kerben versehen, in welche ein durch Feder angedrückter Riegel fällt. Es ist daher die Lage des Werkstücks gegenüber der Arbeitsspindelachse um genau z. B. 90^0 oder 60^0 zu verstellen. Diese Eigenschaft der Maschine ist wertvoll, wenn das Werkstück mehrere auszubohrende Löcher besitzt, die zwar gleichlaufend zur Aufspannplatte, aber im übrigen schräg gegeneinander oder gegen bestimmte lotrechte Flächen liegen. Sie kann ebenso benutzt werden zum Erzeugen derartig belegener neuer Löcher, wenn man die Bohrstange mit einem gewöhnlichen Bohrer versieht, und zum Abfräsen oder Abschwärmen von gegeneinander geneigten Flächen, nachdem man an der Bohrstange, oder dem Kopf der hohlen Spindel einen Fräser angebracht hat. Nach dem Einstellen der Aufspannplatte *A* wird sie mit dem Schlitten *C* fest verschraubt.

Letzterer ist auf dem Schlitten *D* um etwa 1500 mm und dieser auf dem Bett *B* in einer Länge zu verschieben, die von der Länge dieses Bettes abhängt. Diese Verschiebungen werden von der langgenuteten Welle *b* aus betätigt. Sie treibt durch Wurmrad die liegende Welle *c* und diese durch ein Zwischenrad die ausrückbaren Räder *d* und *e*; letzteres steckt

auf der Schraube *f* und vermittelt dadurch die Verschiebung von *C* auf *D* (Fig. 787), ersteres betreibt eine Welle, die mittels eines Kegelrad- und eines Stirnradpaares die Mutter der Schraube *g* (Fig. 787) dreht und damit die Verschiebung des Schlittens *D* längs des Bettes *B* bewirkt.

Der 2000 mm hohe Ständer *E* (Fig. 784 und 785) ist — wie schon erwähnt — mit dem Bett *B* fest verschraubt. Es ist an ihm der Spindelkasten mittels der Schraube *h* lotrecht zu verschieben. Hierzu dient ein am unteren Ende von *h* sich befindendes Kegelradvorgelege und die liegende Welle *i*. Auf dieser steht das ausrückbare Wurmrad *k*, welches von einem auf der bereits genannten Welle *b* steckenden Wurm aus angetrieben wird. Ein ebenfalls auf *i* steckendes größeres Handrad dient zum raschen Verschieben des Spindelkastens. Außerdem läßt sich diese Verschiebung durch das Handrad *l* bewirken, an dessen Welle ein die Mutter der Schraube *h* drehender Wurm sich befindet.

Die Lagerung der hohlen Spindel und ihr Antrieb von der stehenden Welle *m* aus gleicht im wesentlichen dem vorhin Beschriebenen, bedarf also einer besonderen Erörterung nicht. Auch wird die Schaltbewegung der Bohrstange von der liegenden Welle *n* aus betätigt, aber in etwas anderer Weise als vorhin. *n* dreht mittels Wurm und Wurmrad die Welle *o*, (Fig. 785); auf dieser stecken lose drei Zahnräder, die mittels eines verschiebbaren Splintes mit ihr gekuppelt werden können. Der Splint wird unter Vermittlung des Stiftes *p* durch einen Handhebel (Fig. 784) verschoben. Die drei soeben genannten Räder greifen in ein daneben angebrachtes Stufenrad, dessen Welle durch ein Kegelradpaar die Welle *q* dreht, und diese endlich wirkt durch Wurm und Wurmrad (Fig. 784 links) auf die Welle, an welcher das die Bohrstange verschiebende Zahnrad sitzt.

Ich wende mich dann zu dem Hauptantrieb welchen Fig. 789 im Schnitt zeigt. Durch eine fünfstufige Riemenrolle und ausrückbares Rädervorgelege können der Welle *r* zehn verschiedene Geschwindigkeiten gegeben werden. Der Lagerbock dieses Vorgeleges ist mit dem Bett *B* fest verschraubt.

Von *r* aus wird nun (nach Fig. 784 und 785) durch ein Kehrgetriebe zunächst eine Welle *s* mit Stufenrolle betrieben und von hier aus durch Riemen die mehrfach erwähnte, für die Schaltbewegungen des Spindelstockes und der Aufspannplatte bestimmte Welle *b*. Weiter sitzt auf *r*, und zwar fest, das Kegelrad *t*, durch welches die stehende Welle *m* ihre Drehung erfährt.

Da die Bohrstange dieser Maschine außer in ihrer Längenrichtung nur in lotrechter Ebene Verschiebungen erfährt, so ist die Verwendung eines Hilfsständers *F* (Fig. 790 und 791, Taf. XXXVII) bequem. Dieser wird auf dem Bett *B* befestigt. Es ist an ihm, wie die Abbildungen ohne weiteres erkennen lassen, das Hilfslager *u* mittels der Schraube *v* genau einzustellen.

Die Fig. 792 bis 796, Taf. XXXVIII und XXXIX, stellen zwei von Ernst Schieß in Düsseldorf gebaute derartige Maschinen nur in äußerer Ansicht dar; die Zeichnungen lassen jedoch auch bemerkenswerte Einzelheiten erkennen.

Der erstere der Maschinen ist, wie die in Fig. 792 u. 793, Taf. XXXVIII, eingeschriebenen Maße erkennen lassen, recht groß; es mißt die Aufspannplatte *A* 4000 mm in Geviert, und die höchste Lage der Bohrstangenmitte über der Aufspannplatte beträgt 3200 mm. Rechts vom Bett *B* (Fig. 792)

liegt eine fünfstufige Antriebswelle, welche entweder unmittelbar oder mittels der Räder *a* und *b* die im Bett gelagerte Welle *c* (Fig. 793) dreht. Durch ein Kegelradpaar wird von hier aus die stehende Welle *d* betrieben, und diese dreht eine in Höhe der hohlen Spindel belegene und mit dieser auf- und absteigende liegende Welle, welche in Fig. 792 durch gestrichelte Linien angegeben ist. Von hier aus werden die Kegelräder *e* und *f* betrieben; sie drehen, wenn mit der hohlen Spindel gekuppelt, die Bohrspindel entweder rechts oder links herum. Der Handhebel *g* dient zur Betätigung der zugehörigen Kupplung. Es kann die hohle Spindel und demgemäß die Bohrstange auch durch das ausrückbare Rädervorgelege *h i k l* betrieben werden.

Die liegende Welle, welche die Kegelräder *e* und *f* antreibt, ist nötig, weil der Spindelkasten *E* mit dem Schlitten *D* nicht aus einem Stück besteht, sondern an diesem gedreht werden kann; nach dem Lösen der in Fig. 793 erkennbaren Schrauben, welche in eine ringförmige Aufspannut des Schlittens *D* greifen, ist der Spindelkasten mittels einer unter seinem kreisförmigen Rande liegenden Wurms so zu drehen, daß die Bohrstange nach oben bzw. nach unten sich richtet. Diese Sonderheit der Schießschen Maschine ist, wie leicht zu übersehen, für manche Arbeiten von großem Wert. Von der hohlen Spindel aus wird die Bohrstangenschaltung betrieben: durch das Räderpaar *m n* (Fig. 793) eine mit letzterem verbundene Kurbelscheibe und ein tiefer liegendes Schaltwerk, ein im geschlossenen Kasten liegendes Rädervorgelege, die Welle *o*, Wurm und Wurmrad und schließlich durch ein in die Verzahnung der Hülse *p* greifendes, mit dem Wurmrad zu kuppelndes Zahnrad. Es läßt sich dieses Zahnrad mittels des Handrades *q* rasch drehen, also die Bohrstange rasch verschieben; eine langsame zum Anstellen dienende Verschiebung vermittelt das auf die Welle *o* wirkende Handrad *r*. Die Schraube *s* dient zum Verschieben des Schlitten *D* am Ständer *C*.

Von der Welle *c* aus wird durch Kegelräder und eine stehende Welle das Wendegetriebe *W* (Fig. 792) betätigt, welches nebst verschiedenen Übersetzungsrädern in einem Kasten untergebracht ist. Durch in diesem Kasten gelagerte Stufenräder, die man mittels Handhebels *α* steuert, wird eine verdeckte, liegende Welle gedreht. Sie betreibt zunächst durch Kegelräder und eine stehende Welle die Mutter der im Bett *B* liegenden Schraube *x*. Diese Betätigung ist auch von dem Kegelradpaar *z* (Fig. 793) aus mit Hilfe einer liegenden Welle zu erreichen; *z* wird durch die stehende Welle *t* und diese durch das Kegelradpaar *y* und eine Ratsche oder Knarre bewegt, so daß der auf der Brücke *F* stehende Arbeiter mittels der Hand die Mutter der Schraube drehen und damit den Bock *C* auf dem Bett *B* verschieben kann.

Ferner betätigt die vorhin genannte liegende Welle — weiter links in Fig. 792 — die stehende Schraube *s* (Fig. 793). Deren an dem Schlitten gelagerte Mutter kann durch ein Kegelradpaar und ein Handkreuz, welches rechts vom Buchstaben *u* (Fig. 793) aufgesteckt wird, vom Standorte des Arbeiters aus gedreht werden. Wenn das Handkreuz an der bezeichneten Stelle nicht zu benutzen ist, weil durch schiefe Einstellung des Spindelkastens *E* ihm der nötige freie Raum fehlt, so steckt man das Handkreuz auf das links vom Buchstaben *u* belegene Vierkant und dreht das Kegelradpaar unter Vermittlung des Räderpaares *u*.

Das Wendegetriebe *W* (Fig. 792) wird durch die stehende Welle *v* gesteuert und zwar entweder in der Nähe von *W* oder weiter oben, von der Brücke *F* aus, mittels des Handhebels *H*.

Das vom Standorte des Arbeiters auf der Brücke *F* zu Verrichtende besteht demnach in dem Folgenden:

Rasche und langsame Handverschiebung der Bohrspindel;

Einstellung des Spindelkastens *E* am Schlitten *D*;

Handverschiebung des *D* am Bock *C* und des letzteren am Bett *B*.

Steuerung aller dieser Verschiebungen, wenn sie von der Maschine selbsttätig ausgeführt werden.

Nur einige Geschwindigkeitsänderungen müssen an anderen Orten vorgenommen werden.

Die Fig. 794, 795 und 796, Taf. XXXIX, stellen eine doppelte Bohr- und Fräsmaschine dar.

Die beiden Ständer gleichen sich einander; sie sind unabhängig voneinander zu betreiben, weshalb — siehe Grundriß — sich zwei Antriebs-Stufenrollen vorfinden. Die zugehörigen langgenuteten Wellen *a* und *b* werden längs fast der ganzen Bettlänge benutzt; sie liegen nebeneinander, und *b* betreibt die zum rechtsstehenden Bock gehörige Antriebswelle *c* durch ein Kegelradpaar, während auf *a* links ein Stirnrad *d* verschiebbar steckt und unter Vermittlung eines zweiten Stirnrades einer um *b* frei drehbaren Hülse und eines Kegelradpaares die zum linksseitigen Bock *B* gehörende Welle *c* treibt.

Die Wellen *c* betätigen bei beiden Böcken in gleicher Weise durch je ein im Spindelkasten angebrachtes Kehr- oder Wendegetriebe, eine liegende Welle und durch diese vermöge dreier ausrückbarer Rädervorgelege die hohle Hauptspindel nebst umschlossener Bohrstange *f*. Dieser können sonach 15 verschiedene Geschwindigkeiten gegeben werden und zwar von 1 bis zu 120 minutlichen Drehungen.

Sämtliche Schaltbewegungen werden von der hohlen Hauptspindel abgeleitet, und zwar wird zunächst durch zwei ausrückbare Rädervorgelege und dreifache Stufenräder ein Kehrgetriebe *g* (Fig. 796) betätigt.

Weiter wird die Bewegung auf eine unter dem Schlitten *h* liegende Schraube übertragen, welche diesen Schlitten und damit die Bohrstange *f* verschiebt. Es sind die Räderübersetzungen so gewählt, daß die nach obigen möglichen sechs Zuschiebungsgeschwindigkeiten zu 0,09 mm bis 3,5 mm für jede Bohrstangendrehung gewählt werden können. Nach dem Öffnen des betreffenden Mutterschlosses vermag man den Schlitten *h* und die Bohrstange *f* mittels eines in eine feste Zahnstange greifenden Zahnrades und des Handkreuzes *i* rasch zu verschieben.

Die selbsttätige Verschiebung des Schlittens *D* am Bock *B* erfolgt durch Drehen der zur stehenden Schraube *k* gehörenden Mutter und die Verschiebung des Bockes *B* längs des Bettes durch Drehen der zur Schraube *m* gehörigen Mutter unter Vermittlung der langgenuteten stehenden Welle *l*. Es können diese für Fräsarbeiten bestimmten Schaltbewegungen zu 0,4 mm bis 5 mm für jede Drehung der Bohrstange eingestellt werden. Neben diesen Schaltverschiebungen sind durch die Maschine raschere Verschiebungen auszuführen, auf die ich nicht näher eingehen will; auch erwähne ich nur, daß selbstverständlich die nötigen Einrichtungen zur Verschiebung mittels der Hand vorgesehen sind.

Die große Aufspannplatte *A* ist mit dem Bett der Böcke fest verschraubt; es können auf ihr Hilfsböcke *E* befestigt werden, welche je ein Hilfslager für Verlängerungen der Bohrstangen tragen.

Nach Fig. 792, Taf. XXXVIII, ist die Bewegungsübertragung von der stehenden Welle nach der Bohrspindel durch eine kurze Welle erreicht, deren Achse mit der Drehachse des Wendeschemels *E* zusammenfällt. Von Droop & Rein ist die vorliegende Aufgabe in folgender hübscherer Weise gelöst.[1]) In Fig. 797 bezeichnet *e* die langgenutete stehende Welle. Mittels Kehrgetriebes wird von hier aus eine an der lotrecht verschieblichen Platte gelagerte Welle betrieben und durch das Kegelrad *d* das gleichachsig mit der Wendeplatte gelagerte *b*. In dieses greift nun das Kegelrad *c* einer Welle, welche in dem Lagerkörper der Bohrspindel sich dreht und mittels des Rades *a* das auf der hohlen Spindel festsitzende Rad dreht.

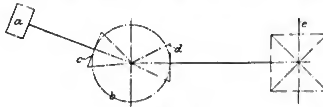


Fig. 797.

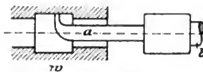


Fig. 798.

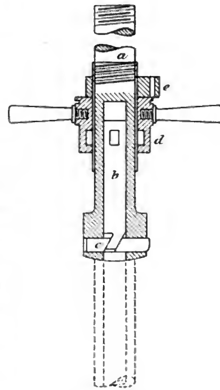


Fig. 799.

Diesen Beispielen mögen noch einige Quellen,[2]) in denen andere Beispiele sich finden, angefügt werden.

Behufs Ausbohrens von Höhlungen, welche an ihrer Mündung mindestens ebensoweit sind, als die Bohrweite beträgt, kann man den Stichel vor dem Eintritt in die Höhlung einstellen; es liegen für dieses Einstellen also keinerlei Schwierigkeiten vor. Ist die Mündung enger als die Bohrweite, aber doch gegenüber der Bohrstangendicke reichlich groß, so kann man den Stichel innerhalb des Auszubohrenden auf den verlangten Halbmesser einstellen. Der Bohrkopf *b* (Fig. 760, Taf. XXX) ist z. B. mit einer hierzu geeigneten Verstellbarkeit der Stichel ausgerüstet. Bei engen Mündungen der Löcher ist die Lösung weniger leicht.

[1]) Z. 1903, S. 419, mit Abb.

[2]) Z. 1884, S. 958; 1895, S. 984, mit guten Abb. Annales industr., 28. Okt. 1884, S. 541, mit guten Abb. Engineering, April 1897, S. 537, mit Schaubild. The American Engineer, Juni 1895, S. 284, mit Schaubild. Engineering News, Okt. 1896, S. 269, mit Schaubild. American Machinist, 6. Mai 1897, S. 335, mit Abb. Z. 1903, S. 418—419 mit Schaubild. Z. f. W., 5. Okt. 1903, S. 4, mit Abb.

Ist die Länge der Erweiterung und der Abstand derselben von der Mündung gering, so kann (nach Fig. 798) in der Bohrstange *b* das gekröpfte Werkzeug *a* verwendet werden, wenn die Mündung des Werkstücks *w* so groß ist wie der halbe Unterschied der Weiten, vermehrt um die erforderliche Dicke des Werkzeugs *a*. Auch ist für den vorliegenden Zweck die durch Fig. 799 dargestellte Einrichtung[1]) zu gebrauchen. In die Bohrstange oder die Spindel einer Lochbohrmaschine ist das Verlängerungsstück *a* geschraubt. Man stützt es zwischen der Bohrstange und der aufgeklemmten Schelle *e* nochmals durch ein Lager. In dem kopfartigen freien Ende von *a* steckt der Stichel *c*; er ist mit zwei schrägen Schlitzen versehen, in welche zwei schräge Finger des Stiftes *b* greifen, so daß durch Verschieben dieses Stiftes der Stichel *c* nach außen geschoben bzw. zurückgezogen wird. In *b* steckt ein Splint, welcher durch zwei Schlitze nach außen hervorragt und dort von einer Nut der Mutter *d* umfaßt wird. Es wird sonach der Stichel *c* durch Drehen der Mutter *d* verschoben. *e* ist eine gespaltene, auf *a* geklemmte Schelle, welche die Verschiebung von *d* begrenzt. Es läßt sich diese Einrichtung auch für lange, zwischen ihren Mündungen zu erweiternde Löcher benutzen, wenn man *a* nach der gestrichelten Linie ergänzt und mit dieser Verlängerung in einem Lager stützt. Man findet auch die durch Fig. 800 dargestellte Vorrichtung. *w* ist z. B. die hohle Welle eines ausrückbaren Rädervorgeleges (Fig. 374 und 375, S. 170), *b* eine Bohrstange, in welcher der Stichel durch einen Keil befestigt ist. Das Maß *x* darf nicht größer sein als die Mündungsweite der Bohrung, um die Bohrstange nebst Stichel in das Loch einführen zu können. Ist letzteres geschehen, so bringt man die Büchsen *a* und *c* in die Lochmündungen und gibt hierdurch der Bohrstange die richtige Lage. Wenn *a* als Mutter für ein auf *b* geschnittenes feines Gewinde ausgebildet ist, so genügt einfaches Umdrehen der Bohrstange zur Betätigung des Stichels.

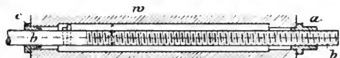


Fig. 800.

Das Ausbohren kegelförmiger Löcher mittels der Bohrstange kann dadurch erreicht werden, daß man das eine Ende der Bohrstange mittels kugelförmigen Zapfens lagert und das andere im Kreise herumdreht.[2]) Für größere Spitzenwinkel und größere Abmessungen ist u. a. die durch Fig. 801 dargestellte Anordnung recht brauchbar. Die selbsttätige Bohrstange *b* stützt sich mit einem Ende in dem Lager *a* und ist am anderen Ende mit dem verstellbaren Zapfen *c* versehen. Dieser wird mit seinem breiten Fuß an einem mit der Bohrstange aus einem Stück bestehenden Bügel verschraubt und trägt das Antriebsrad. Der Stichel *s* wird mit dem Bohrkopf mittels einer Schraube verschoben, die ein Sternrad *d* betätigt.

Für kleinere Löcher richtet man sich so ein, daß der Stichel sich längs einer in festem Winkel gegen die Drehachse liegenden Winkel verschiebt.[3]) Nach Fig. 802 sitzt auf der Spindel *a* ein Körper *b*, an wel-

[1]) Z. 1886, S. 366, mit Abb.

[2]) Dingl. polyt. Journ. 1869. Bd. 193, S. 10, mit Abb. American Machinist, 2. Mai 1895, S. 341, mit Abb. Z. f. W., Aug. 1898, S. 361, mit Abb.

[3]) Dingl. polyt. Journ. 1886, Bd. 260, S. 301, mit Abb.; 1892, Bd. 284, S. 161, mit Abb.

chem der Stichel *s* mit seinem Schlitten durch eine Schraube verschoben wird, welche das Sternrad *d* betätigt; nach Fig. 803 wird der Stichel *s* durch

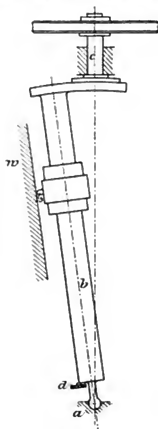


Fig. 801.

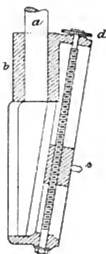


Fig. 802.

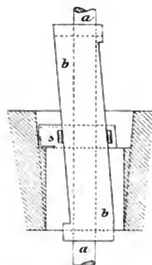


Fig. 803.

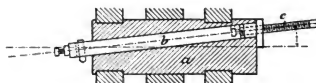


Fig. 804.

zwei quer hindurchgehende Splinte an dem Rahmen *b* geführt. *b* sitzt an der Welle *a* fest. Fig. 804 zeigt eine Vorrichtung, welche sich z. B. zum Ausbohren der kegelförmigen, zur Aufnahme der Zapfen dienenden Löcher in Kurbeln eignet. In der Welle *a* ist ein schräg zu ihrer Achse liegendes vierkantiges Loch ausgebildet, in welchem der Stichelhalter *b* steckt. Die Schraube *c* dient zum Verschieben des Stichelhalters.

Recht hübsch ist eine neuere[1]) Bohrstange für kegelförmige Löcher (Fig. 805). *a b* ist ein Einsatzstück für eine Bohrspindel, das um die Achse *b a o* gedreht wird. Dieses Einsatzstück enthält eine Bohrung, in welcher der Zapfen *c e* der Bohrstange *c e d f* steckt. Es sind nun die Verhältnisse so gewählt, daß, wenn *a b*, *c e* und *d f*, in gemeinsamer Ebene liegen, der Winkel *d o e* = *e o a* ist. Verschiebt man nun den Stichelschlitten *s* an *d f*, während das Einsatzstück um seine Achse *a b* sich dreht, so beschreibt die Spitze des geeignet einge-

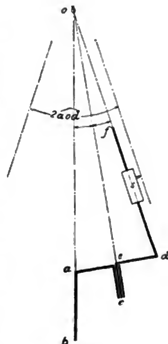


Fig. 805.

[1]) D.R.P. No. 127732. Z. 1903, S. 419.

spannten Stichels eine Kegelfläche mit dem Spitzenwinkel *2·aod*. Schwenkt man aber *d* um den Zapfen *ce*, bis es mit *a* zusammenfällt, so liegt *df* in der Achse *ao*, und der in *s* steckende Stichel beschreibt eine trommelförmige Fläche. Jede andere mögliche Lage von *df* liefert eine Kegelfläche mit kleinerem Spitzenwinkel als *2·aod*.

Man hat auch Ausbohrvorrichtungen für krumme Röhren in Vorschlag gebracht.[1])

Endlich ist noch der Maschinen zum Ausbohren unrunder Löcher zu gedenken, was durch Anführung von Quellen[2]) geschehen mag. Diese Maschinen sind von geringem Wert, weil die Richtlinie der Schneide (S. 34) ihre Lage gegenüber der in Bearbeitung befindlichen Fläche stark wechselt.

b) Schwärmer. Schon durch die Fig. 760, Taf. XXXIII, und auch 762 Taf. XXXIV, sind Schwärmeranordnungen zur Anschauung gebracht und zwar solche, welche Hilfsausrüstungen der Bohrstangen bilden. Es ist nur noch einiger, das Wesentliche der betreffenden Maschinen ausmachenden Schwärmer zu gedenken.

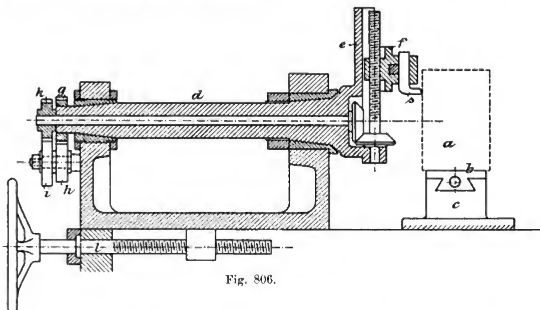


Fig. 806.

Fig. 806 ist ein Schnitt des Hauptteiles einer Maschine, welche zum Bearbeiten der Flanschenflächen von Heizkörpergliedern *a* dient. Diese werden auf einem oben so ausgebildeten Schlitten *b*, daß die aufgelegten Werkstücke ohne weiteres die richtige Lage erhalten, befestigt. An jedem Ende eines dieser Heizglieder, deren Längenrichtung rechtwinklig zur Bildfläche liegt, sind zwei entgegengesetzt liegende Flanschen so zu bearbeiten, daß sie genau gleichen Abstand haben und zueinander genau gleichlaufend sind. Zu diesem Zweck ist rechts und links von *a* ein Schwärmer angebracht — nur der links liegende ist gezeichnet — und der Aufspannschlittten quer zu den Achsen der Schwärmer verschiebbar gemacht, so daß, nachdem die Flanschen des einen Endes bearbeitet sind, ohne Umspannen des Werkstücks das andere Flanschenpaar zwischen die Schwärmer gebracht

[1]) Dingl. polyt. Journ. 1864, Bd. 174, S. 255, mit Abb.

[2]) Bulletin de la société d'Encouragement, Dez. 1890, S. 787, mit Abb. Iron, Juli 1890, S. 49, mit Abb. Z. 1891, S. 1356, mit Abb.

werden kann. Die Schwärmer bestehen je aus einer in ganzer Länge durchbohrten, gut gelagerten Welle *d* und einem entweder mit ihr aus einem Stück gefertigten oder an der Welle *d* befestigten Arm *e*, an welchem das Stichelhaus *f* in der Richtung des Halbmessers durch eine Schraube verschoben wird. Die Schraube erfährt ihre Drehung unter Vermittlung eines Kegelradpaares durch die in *d* liegende Welle, und diese in ähnlicher Weise, wie bei selbsttätigen Bohrstangen (vgl. Fig. 762) gebräuchlich ist. Auf der Welle *d* sitzt nämlich das Stirnrädchen *g* fest. Dieses dreht das um einen Bolzen lose drehbare Rädchen *h*, welches mit *i* verbunden ist, und *i* greift in das an der dünnen Welle festsitzende Rädchen *k*. Durch die verschiedenen Übersetzungsverhältnisse der Räderpaare *g h* und *i k* wird eine gegensätzliche Drehung der beiden ineinander steckenden Wellen hervorgebracht. Behufs Änderns der Zuschiebungsgeschwindigkeit ist das Räderpaar *i k* auszuwechseln. Die Einstellung für den richtigen Abstand der abgeschwärmten Flächen wird durch Verschieben des Spindelstockes mittels der Schraube *l* bewirkt. Fig. 807 zeigt in größerem Maßstabe einen Querschnitt

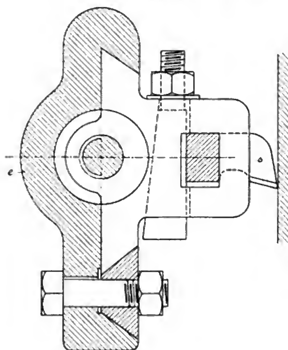


Fig. 807.

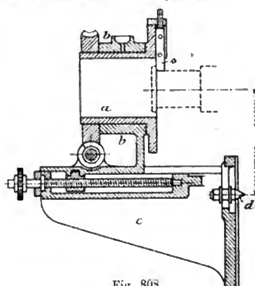


Fig. 808.

des Armes *e* und des Stichelhauses. Der Stichel *s* ist gekröpft, und sein Stiel wird durch einen Keil im Stichelhause festgehalten. Hiermit verwandte Maschinen sind an unten genannter Stelle[1]) beschrieben.

Ferner ist hiermit eine Röhrenabschneidemaschine nahe verwandt.[2])

Es ist der Schwärmer auch zum Abdrehen geeignet und im Gebrauch; er verliert allerdings damit die Berechtigung seines Namens.

Beispielsweise gehört hierher Urquharts tragbare Vorrichtung zum Nachdrehen der Kurbelwarzen;[3]) Fig. 808 ist ein Schnittbild derselben. Eine Röhre *a* ist in dem Schlitten *b* drehbar gelagert; sie kann durch Wurm und Wurmrad gedreht werden. Rechtsseitig ist die Röhre *a* mit einem

[1]) American Machinist, 1. Okt. 1891, mit Schaubild. Z. 1900, S. 1559, mit Abb.
[2]) Z. 1882, S. 100, mit Abb.
[3]) Dingl. polyt. Journ. 1888, Bd. 267.

Flansch versehen, an welchem der Stichel *s* befestigt ist, auch behufs Einstellens verschoben werden kann. Die Schaltbewegung wird durch Verschieben des Schlittens *b* auf dem Winkel *c* hervorgebracht, und die stellbare Spitze *d* wird in die Körnervertiefung der Kurbelwelle versenkt, um den Kurbelwarzenkreis-Halbmesser rasch und genau zu gewinnen. Eine ähnliche Vorrichtung ist später beschrieben.[1]) Übrigens zeigte bereits auf der 1878er Pariser Ausstellung die Paris-Orleans-Eisenbahn eine vollkommnere — allerdings auch viel teurere — Maschine, welche in gleicher Weise zum Nachdrehen der Lokomotiv-Kurbelwarzen dient und in manchen deutschen Werkstätten Eingang gefunden hat.

Wegen der Schwierigkeiten, die das Abdrehen der Kröpfungszapfen an Kurbelwellen verursacht (vgl. S. 358) und die namentlich bei schweren Kurbelwellen sich geltend machen, baute Mazeline in Havre vor etwa 50 Jahren eine mit kreisendem Stichel das ruhende Werkstück bearbeitende

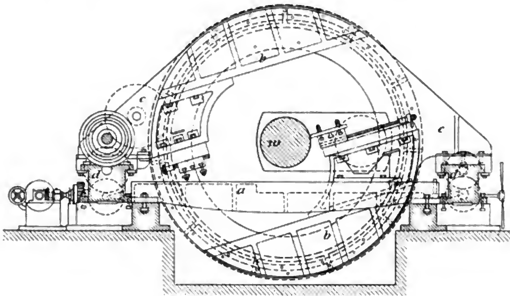


Fig. 809.

Maschine.[2]) Es sind die Stichel, nach innen vorragend, an einem Ring befestigt, der sich in einem festen Ring dreht. Das Werkstück liegt auf einem Schlitten, der es in seiner Längsrichtung so viel verschiebt, wie die Spanbreite fordert. Dieser Maschine sehr ähnlich ist eine von Gebr. Craven gebaute, gleichem Zweck dienende Maschine.[3]) Fig. 809 gibt die Abbildungen der Quellen im wesentlichen wieder. Die zu bearbeitende Kurbelwelle *w* ist auf den Balken *a* befestigt. Ein mit den Winkeln *b* behafteter Ring dreht sich an dem Bock *c*, und dieser wird auf den Betten *d* verschoben. Die Winkel *b* tragen, wie die Abbildung erkennen läßt, die Stichelhäuser. Die Cravensche Maschine unterscheidet sich also von der Mazelineschen dadurch, daß die Stichel sowohl die Arbeits- als auch die Schaltbewegung auszuführen haben, während das Werkstück ruht.

[1]) The American Engineer and Railroad Journal, April 1895, mit Schaubild.
[2]) Dingl. polyt. Journ. 1858, Bd. 150, S. 161, mit Abb.
[3]) The Engineer, Dez. 1886, S. 457, mit Abb. Le génie civil, Dez. 1887, S. 92, mit Abb.

Eine fernere hierher gehörende, anscheinend recht gut ausgebildete, gleichen und ähnlichen Zwecken dienende Maschine von G. Ansaldi ist an unten verzeichneten Stellen beschrieben.[1])

Die Maschine hat mancherlei Umformungen erfahren; eine der neuesten Ausführungsformen ist diejenige von E. Capitaine & Co.[2]) (Fig. 810, 811 u. 812). Zwei Lager *b* dienen zur Aufnahme des Kurbelwellenschaftes, der Bügel *c* mit seinen Stellschrauben zum genauen Ausrichten der Höhenlage des Kröpfungszapfens. Um die richtige Lage in wagrechter Richtung rasch gewinnen zu können, sind an den die Lager *b* tragenden Böcken Maßstäbe

Fig. 810.

(vgl. Fig. 811) und an den Lagern Marken angebracht. Auf den Führungsleisten des Bettes *a* läßt sich der Bock *d* verschieben, in welchem der Ring *e* genau drehbar gelagert ist. An *e* sitzen vier Lappen *f*, die zur Führung der beiden sichelförmigen Platten *g*, an denen die Stichel befestigt sind, dienen. Da jede dieser Platten in der Richtung ihrer Verschiebbarkeit diesseits und jenseits des Werkstücks an dem Ringe *e* geführt wird, so ist die Führung sehr sicher.

Die Maschine wird durch eine dreistufige Riemenrolle und eine darin verschiebbare Welle *h* angetrieben. Auf *h* sitzt, ebenfalls verschiebbar, ein 27zähniges Rad, welches in der gezeichneten Lage in das 54er Rad des Vorgeleges greift. Dieses überträgt seine Drehung mittels des mit ihm fest

[1]) Revue industrielle, Bd. 3, S. 26, mit Abb. Dingl. polyt. Journ. 1889, Bd. 273, S. 495, mit Abb.

[2]) Z. 1903, S. 420, mit Abb.

verbundenen Rades auf das 36er Rad, das als Zwischenrad auf das 180er Rad des Ringes *e* wirkt. Dreht man den außerachsig gelagerten Bolzen *i* um 180°, so daß das Vorgelege ausgerückt wird, und verschiebt das 27er Rad in bezug auf Fig. 810 nach rechts, so wird die Welle *h* unmittelbar mit dem 36er Rade gekuppelt. Es stehen also sechs verschiedene Geschwindigkeiten für den Ring *e* zur Verfügung. Die Zuschiebungen erfolgen leider ruckweise. Eine Daumenscheibe auf der Nabe der Antriebsrolle betätigt durch die Lenkstange *k* (Fig. 810 u. 812) ein Schaltwerk, das unter Vermittlung eines Rädervorgeleges die zum Verschieben des Bockes *d* auf dem Bett dienende Schraube *l* dreht, und die Platten *g* werden durch Schrauben und Sternrädchen verschoben, wobei die Finger der Sternrädchen gegen einstellbare Stifte stoßen.

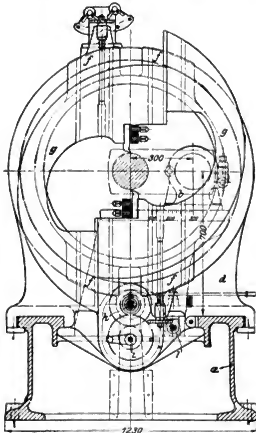


Fig. 811.

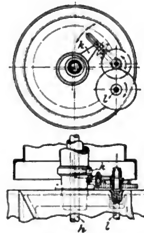


Fig. 812.

Man hat das vorliegende Arbeitsverfahren — mittels kreisenden Stichels — auch für das Runden von Wellen und Kolbenstangen vorgeschlagen.[1])

c. Lochbohrmaschinen. Hierunter sind solche Bohrmaschinen verstanden, welche fast ausschließlich im vollen Metall Löcher zu erzeugen haben.

β. Lagerung und Zuschiebung. Die Lagerung der Bohrspindeln gleicht in den seltenen Fällen, in denen man das Werkstück gegen den Bohrer oder den Bohrer nebst Spindel und Spindelkasten gegen das Werkstück schiebt, der Drehbankspindellagerung (S. 79 bis 81).

In der Regel wird die Bohrspindel ohne den Spindelkasten gegen das ruhende Werkstück geschoben. Demnach steckt sie verschiebbar in einer gut gelagerten hohlen Spindel, wie bei den Ausbohrmaschinen Fig. 780 ge-

[1]) Schönheyder, Dingl. polyt. Journ. 1876, Bd. 221, S. 210, mit Abb. Japy, Dingl. polyt. Journ. 1886, Bd. 260, S. 198, mit Abb. Pzillas, Z. 1887, S. 807, mit Abb.

nauer angegeben, oder mit dem Schwanzende verschiebbar in einem Lager, mit dem anderen Ende ebenso in der gut gelagerten Nabe des Antriebsrades bzw. der Büchse, welche diese Lagerung vermittelt, oder endlich steckt sie mit dem Schwanzende verschiebbar in der Nabe des Antriebsrades, mit dem anderen in einer verschiebbaren Büchse.

Das erste der hier angeführten Lagerungsverfahren — ohne Verschiebbarkeit der Spindel gegenüber dem Spindelkasten — bietet im allgemeinen die sicherste Stütze, wogegen die Verschieb- bzw. Drehbarkeit der Spindel in nicht nachstellbarer Bohrung — wie bei den anderen Lagerungsarten — mit der Zeit zu Lockerungen führt. Da jedoch die Lochbohrer sich im Werkstück selbst führen, so bedeuten diese Lockerungen für das Bohren im vollen Metall wenig, so lange sie in mäßigen Grenzen bleiben. Wird hochgradige Genauigkeit verlangt, so führt man den Bohrer selbst noch in der Nähe des Werkstücks mittels einer genau passenden, harten Stahlbüchse, oder verwendet die an erster Stelle angeführte Drehbankspindellagerung.

Es bietet die verschiebbare Bohrspindel Bequemlichkeiten in bezug auf die Ausführung des Zuschiebens gegenüber der bei größeren Maschinen schwerfälligen Verschiebung des Spindelstockes.

Man verschiebt die Bohrspindel mittels einer durch Wirbel mit ihr verbundenen Schraube[1]) oder mittels Zahnstange und Rad. Ersteres Verfahren war während längerer Zeit das bei weitem vorherrschende, weil man annahm, daß es einen glatteren Schnitt liefere als das letztere;[2]) in neuerer Zeit verwendet man aber fast ausschließlich die Zuschiebung mittels Zahnstange und Rad, die bereits 1830 im Gebrauch war. Es sei gleich hier bemerkt, daß — da Zahnstange und Rad nicht selbsthemmend sind — bei diesem Verfahren für stehende Lochbohrmaschinen eine Gewichtsausgleichung für die verschiebbaren Teile nötig ist, was man bereits 1830 berücksichtigte.

Man kann bei der Verschiebung durch eine Schraube diese zwar rasch drehen, erzielt dadurch aber keine so rasche Verschiebung, als für das Ansetzen und Zurückziehen des Bohrers erwünscht ist. Nun ist zwar möglich, die Mutter zu öffnen (S. 202) und dann die rasche Verschiebung durch ein anderes Mittel zu bewirken. Demgemäß durchgebildete Bohrmaschinen gibt es; die Handhabung der betreffenden Einrichtung ist jedoch umständlich. Die Verschiebung durch Zahnstange und Rad ist in viel handlicherer Weise nach Bedarf rasch oder langsam durchzuführen, durch welchen Umstand sich diese Verschiebungsweise ihr gegenwärtig großes Gebiet erobert hat. Es seien hier einige derartige Einrichtungen angeführt.

Fig. 813, 814, 815 zeigen eine amerikanische[3]) in Aufriß, Grundriß und einer Beifigur. Die Bohrspindel *a* ist in der Büchse *b* drehbar, muß aber deren Verschiebungen in einer Bohrung des am Maschinengestell zu befestigenden Armes *B* mitmachen. An *b* ist eine Zahnstange *d* befestigt, welche eigenmächtiges Drehen der Büchse *b* hindert, vor allem aber die Verschiebung der letzteren durch ein an der Welle *e* ausgebildetes Zahnrad vermittelt. Auf *e* steckt frei drehbar das Wurmrad *f* und verschiebbar ein Muff. Die Verschiebung des letzteren wird durch einen Handhebel *h*

---

[1]) Pfaff, Dingl. polyt. Journ. 1877, Bd. 223, S. 456, mit Abb.

[2]) Z. 1868, S. 148.

[3]) Vgl. Pechan, Werkzeuge und Werkzeugmaschinen auf der Weltausstellung in Chicago, Wien 1884. K. K. Zentralkommission, S. 57, mit Abb.

bewirkt, welcher in einem Schlitz von *e* um einen in *e* festen Bolzen zu schwingen ist und in seinen Endlagen durch federnde Stifte (vgl. Fig. 814, unten) festgehalten wird. In der hier gezeichneten Lage ist die Welle *e*

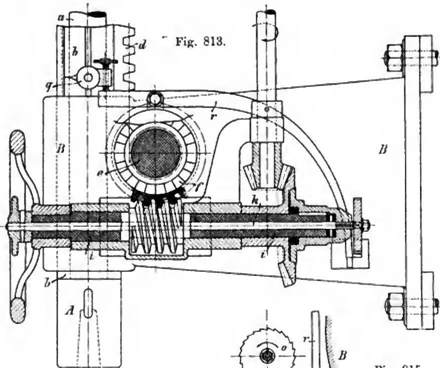


Fig. 813.

Fig. 815.

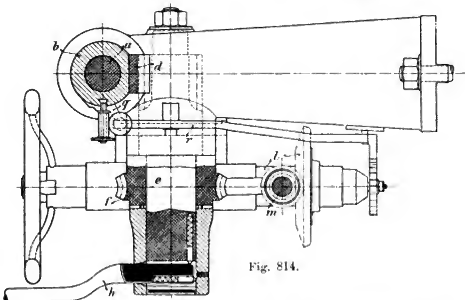


Fig. 814.

mittels des Handhebels *h* zu drehen und der in *a* steckende Bohrer dem Werkstück rasch zu nähern oder von diesem zu entfernen. Verschiebt man mittels des Hebels *h* den Muff gegen das Wurmrad *f*, so wird letzteres mit der Welle *e* gekuppelt; es kann nun — so lange der in Fig. 813,

rechts, angegebene Reibkegel nicht angezogen ist — mittels Handrades, Wurmes und Wurmrades *f* die Bohrspindel *a* langsam verschoben werden. Zieht man aber mit Hilfe des Stifts *k* den Reibkegel an, so wird das Kegelrad *l* mit der Wurmwelle *i* gekuppelt, und es tritt die selbsttätige Zuschiebung von der Welle *m* aus ein. Die zu bohrende Lochtiefe läßt sich nach dem an der Büchse *b* verzeichneten Maßstabe und dem Zeiger *q* einstellen. Eine in *q* drehbare Schraube stößt, sobald die beabsichtigte Lochtiefe erreicht ist, gegen den linksseitigen Arm des Hebels *r*, hebt dessen rechtsseitigen Arm (Fig. 815) und sperrt damit die Drehung des

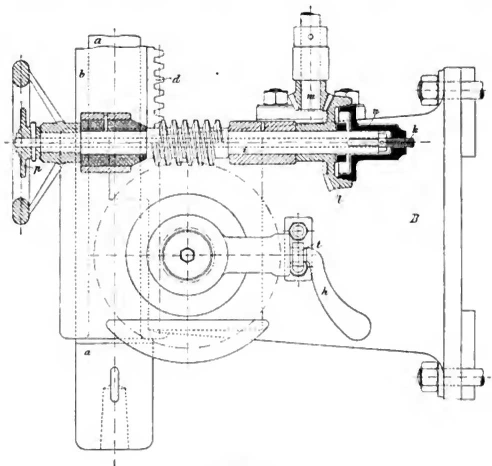


Fig. 816.

Rades *o*. Dieses sitzt auf dem Stift *k* fest, hindert ihn also jetzt, an der Drehung der Welle *i* sich ferner zu beteiligen, und löst damit die Kupplung des Rades *l*.

Es sei bei dieser Gelegenheit darauf hingewiesen (vgl. S. 193), daß bei dem selbsttätigen Vorschieben der Bohrspindel fast immer eins der Betriebsmittel so eingerichtet wird, daß es gleitend nachgibt, sobald der Widerstand eine ungewöhnliche Größe (z. B. durch Bruch des Bohrers) erreicht. Diesem Zweck dient hier die Kupplung von *l*.

Die hier beschriebene Einrichtung leidet an der Schwäche, daß der Hebel *h* sich mit der Welle *e* drehen muß. Das ist lästig, weil *h* eine ziemliche Länge hat. Es sind deshalb allgemein nur etwa $^2/_3$ Drehungen der Welle *e* zu benutzen, während größere Verschiedenheiten im Abstand

des Bohrers vom Bohrtisch durch höhere oder niedrigere Einstellung des Armes *B* am Maschinengestell erreicht werden müssen.

Diesen Mangel vermeidet die durch Fig. 816 bis 818 abgebildete Einrichtung, welche vor einigen Jahren von mir angegeben ist. Es bezeichnet

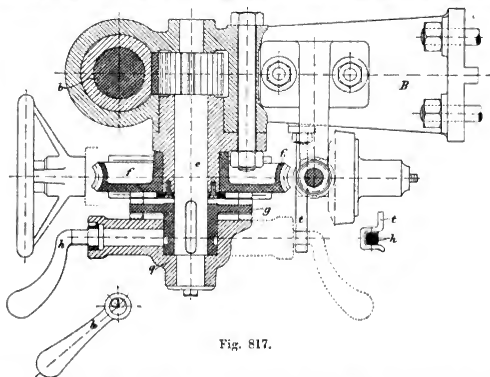


Fig. 817.

wieder *a* die in der Büchse *b* drehbare und mit dieser verschiebbare Bohrspindel, *d* die an *b* feste Zahnstange und *e* die Welle des zugehörigen Zahnrades. *e* ist an einem Ende in dem die ganze Vorrichtung tragenden Arm *B*, mit ihrem Halse aber in einer wegnehmbaren Büchse gelagert. Um einen Hals der letzteren dreht sich das Wurmrad *f* frei, um das nach außen vorstehende Ende der Welle *e*, ebenso der Körper *q*, welcher den Handhebel *h* trägt. Zwischen *f* und *q* ist, längs auf *e* fester Leisten, das Kuppelstück *g* verschiebbar, dessen Zähne entweder das Wurmrad *f* oder den Körper *q* mit der Welle *e* kuppeln, so daß, je nach Stellung des Kuppelstücks *g*, die Verschiebung der Bohrspindel entweder rasch mittels des Handhebels *h* oder langsam durch die Wurmwelle *i* erfolgen kann. Die Verschiebung des Kuppelstücks *g* vermittelt nun ein an *h* ausgebildeter Kurbelzapfen, welcher in eine Ringnut von *g* greift. Der Arbeiter kann also, ohne den Handhebel *h* loszulassen, die eine oder andere Kupplung schließen und die rasche Verschiebung der Bohrspindel bewirken; gelingt diese in einer Schwingung des Hebels nicht in erforderlicher Länge, so ist nur ein vorübergehendes Kuppeln an *f*, Zurückschwenken des Hebels *h* und darauf Kuppeln des letzteren mit *q* erforderlich, um sofort eine zweite, weitere Zuschiebung mittels *h* ausführen zu können. *h* ist

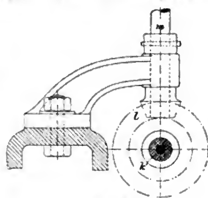


Fig. 818.

nahe am Handgriff vierkantig und wird mit diesem Vierkant in das zur Gabel umgebogene Ende des Stabes *t* gelegt, so lange man den Handhebel nicht benutzen will, so daß eine zufällige Verschiebung des Kuppelstückes *g* nicht stattfinden kann. Die langsame Verschiebung der Bohrspindel und die selbsttätige, von der stehenden Welle *m* aus, findet gerade so statt, wie vorhin beschrieben.

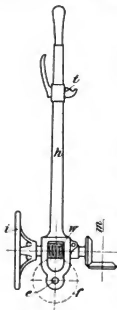


Fig. 819.

Der Antrieb von W. F. u. J. Barnes[1]) (Fig. 819), ist viel einfacher. Auf der Welle *e*, mit der das den Bohrer verschiebende Rad verbunden ist, sitzt das Wurmrad *f* fest; ein Handhebel *h* enthält die Lagerung eines Wurmes *w*, welcher in *f* greift, aber leicht ausgehoben werden kann, weil die Lagerung von *w* um einen in *h* steckenden Bolzen drehbar ist. Der Hebel *h* kann durch eine Klinke, z. B. mittels des am Maschinengestelle festen Stiftes *t*, in zwei verschiedenen Lagen festgehalten werden, nämlich in der gezeichneten, so daß von der stehenden Welle *m* aus die selbsttätige Zuschiebung stattfindet, oder so, daß das Kegelradpaar außer Eingriff kommt und die Zuschiebung durch das Handrad *i* stattfinden kann. Wird die an *t* sich legende Klinke ausgelöst, so kann man mittels des Handhebels *h* den Bohrer rasch verschieben, hebt man — mit Hilfe von *i* — den Wurm *w* aus, so gestattet ein am hinteren Ende von *e* sitzendes (hier nicht gezeichnetes) Handkreuz das rasche Verschieben des Bohrers.

Eine fernere hierher gehörende bemerkenswerte Zuschiebungseinrichtung wird weiter unten bei Beschreibung einer Droop & Reinschen Bohrmaschine (S. 395) erläutert werden.

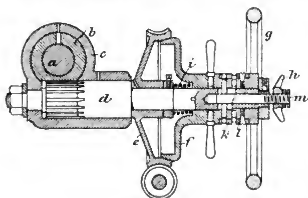


Fig. 820.

Endlich führe ich noch, an Hand der Fig. 820, 821 u. 822, die eigenartige Vorrichtung von Pawling & Harnischfeger in Milwaukee an.[2]) Es bezeichnet in Fig. 820 *a* den Querschnitt der Bohrspindel, *b* denjenigen der Büchse, in welcher *a* sich dreht, und die das Verschieben von *a* vermittelt, *c* einen Schnitt durch das Maschinengestell. Wegen der in der Figur angegebenen Schmierlöcher sei erwähnt, daß die Spindel *a* eine wagerechte Lage hat. In eine an *b* ausgebildete Zahnstange greift ein mit der Welle *d* aus einem Stück gefertigtes Zahnrad. Auf *d* steckt lose drehbar das Wurmrad *e* und das Handrad *g*; dagegen ist die Scheibe *f* auf *d* nur verschiebbar. Kuppelt man *f* mit *e*, so findet selbsttätige Zuschiebung der Bohrspindel statt, kuppelt man dagegen *f* mit *g*, so kann man die Bohrspindel mittels des Handrades *g* verschieben. Die Kupplung

[1]) Engineering, Aug. 1896, S. 172, mit Schaubild.
[2]) American Machinist, April 1892, mit Abb.

zwischen *e* und *f* erfolgt durch Reibkegel; eine Feder *i* sucht die Kegel voneinander zu entfernen. Zur Kupplung von *f* und *g* dienen zwei eigenartige stählerne Ringe *k* und *l*; *k* ist an der Nabe von *f*, *l* an der Nabe von *g* befestigt. Die Fig. 821 und 822 stellen diese Ringe in größerem Maßstabe und in abgewickelt gedachtem Zustande dar. Dreht man das Handrad *g* rechts herum (Pfeilrichtung I, Fig. 821), so nimmt *l* zweifellos *k* mit und der Bohrer wird zurückgezogen. Dreht man *g* links herum (Pfeil II), so wird, da die Feder *i* den Ring *k* mit einiger Kraft gegen *l* drückt, *k* zunächst ebenfalls mitgenommen und der Bohrer dem Werkstück genähert. Beginnt aber der Bohrer zu arbeiten, so steigert sich bald der Widerstand gegen das Verschieben der Bohrspindel, so daß die steileren Schrägen an *k* und *l*, unter Zusammendrücken der Feder *i*, aneinander gleiten und die flacheren Schrägen (Fig. 822) als Keilflächen wirkend, die Reibkupplung *fg* schließen, d. h. der Selbstgang eintritt. Ist das Loch gebohrt, so braucht man nur das Handrad *g* rechts herum zu drehen, um zunächst die selbsttätige Zuschiebung auszurücken und dann sofort die Bohrspindel rasch zurückzuziehen. Der Stift *m* ist durch einen Querstift mit *f* verbunden; seine Mutter *h* soll ein zu weites Ineinanderdringen der Reibkegel verhüten, und die an *f* (Fig. 820) erkennbaren Handgriffe sollen benutzt werden, wenn etwa die Feder *i* die Reibkegel nicht voneinander zu trennen vermag.

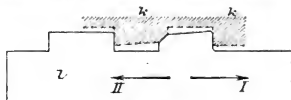


Fig. 821.

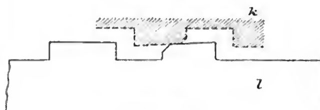


Fig. 822.

Der in die Achsenrichtung der Bohrspindel fallende Widerstand (*P*, S. 16) wird vielfach durch die Schulter der Bohrspindel auf die dem Zuschieben dienende Hülse übertragen, oder durch eine Spurzapfeneinrichtung (vgl. Fig. 156, S. 82) oder auch durch ein Ballager (vgl. Fig. 157, S. 82).

γ. Stützung der Werkstücke und Gestelle. Man kann die Bohrmaschinen ordnen je nach ihrer Bestimmung für kleine, mittelgroße, große und besondere Gegenstände. Kleine Werkstücke legt man nicht allein mittels der Hand vor, sondern benutzt auch die Hand zum Festhalten derselben während des Bohrens, zuweilen unter Vermittlung von Beilagen. Je nach Art der Werkstücke wird eine wagerechte oder lotrechte, auch wohl eine schräge Lage des Bohrtisches, derjenigen Fläche, gegen welche man das Werkstück stützt, vorgezogen, also eine lotrechte, wagerechte oder schräge Lage der Bohrspindel angewendet. Der Antrieb kleiner Bohrspindeln erfolgt durch Riemen oder Schnüre, auch wohl durch Reibräder, selten durch Zahnräder.

Fig. 823 und 824 zeigen ein Beispiel einer solchen Bohrmaschine für kleine Stücke, und zwar eine von H. Hessenmüller gebaute Maschine, in

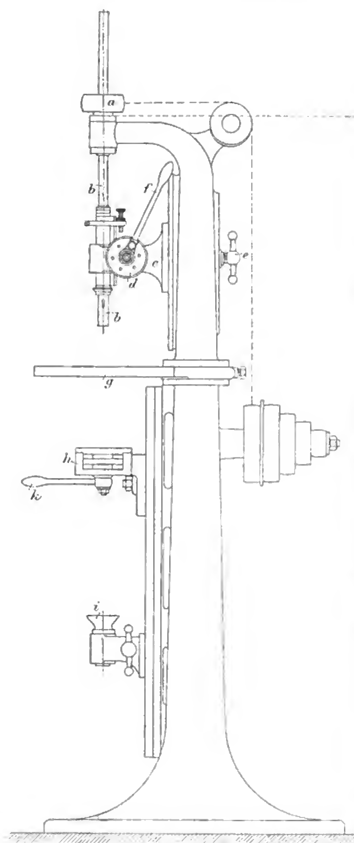


Fig. 823.

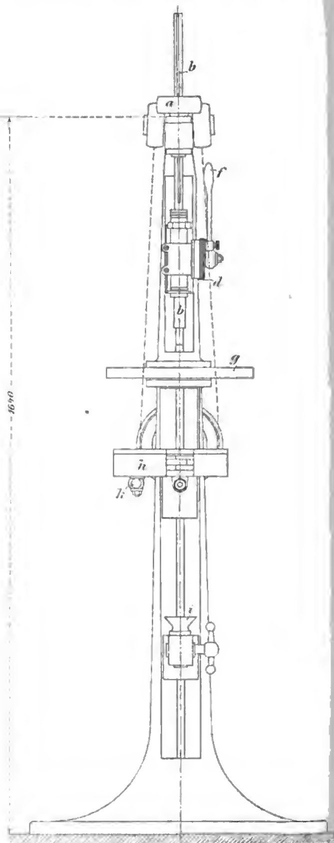


Fig. 824.

Seiten- und Vorderansicht. Auf einem am Ständer festen Bolzen dreht sich eine vierstufige Antriebsrolle; mit ihr ist eine Riemenrolle fest verbunden, welche durch einen über Leitrollen gelegten Riemen die Rolle *a* dreht. *a* ist mit Hilfe langer Nabe im Kopf des Ständers frei drehbar gelagert und dreht mit Hilfe einer in ihr festen Leiste, die in eine lange Nut der Bohrspindel greift, diese in jeder Höhenlage. Auf *b* steckt eine in dem Bock *c* verschiebbare Hülse (vgl. Fig. 157); es wird *b* durch diese Hülse verschoben und zwar unter Vermittlung einer Zahnstange, in welche ein mit der Scheibe *d* und dem Handhebel *f* verbundenes Rädchen greift. Die Verschiebung der Bohrspindel findet nur mittels des Handhebels statt, und zwar ist eine Feder angebracht, welche die Bohrspindel stets nach oben zu schieben sucht, so daß der Arbeiter beim Zuschieben nicht allein den Widerstand zu überwinden hat, welchen der Bohrer erfährt, sondern auch den Druck der Feder. Das ist — angesichts der Kleinheit der Bohrer — unbedenklich, erleichtert aber in hohem Grade die Handhabung. An die in *c* verschiebbare Hülse ist ein Ring mit Einstellschraube geklemmt, der die nach unten gerichtete Bohrerverschiebung begrenzt. Größere Änderungen in der Höhenlage des Bohrers werden durch Verstellen des Bockes *c* erreicht; mittels der Schraube *e* befestigt man *c* an dem Ständer. Um für den Hebel *f* jederzeit die bequemste Lage anwenden zu können, ist ersterer mit der Scheibe *d* durch einen Einsteckstift gekuppelt. Für gewöhnlich dient der Bohrtisch *g* zum Vorlegen der Werkstücke; es läßt sich dieser aber ausschwenken, um andere Stützungsmittel anwenden zu können, die man mit Hilfe einer langen Aufspannut an der vorderen Seite des Ständers befestigt.

In den Fig. 823 und 824 ist z. B. das Aufspannen zum Zweck des Ankörnens (siehe weiter unten) in Aussicht genommen. Es ist *h* eine Klemmrichtung, welche den Rundstab oder Bolzen zur Bohrspindel selbsttätig ausrichtet. In *h* sind nämlich zwei Backen mit Hilfe von Zahnstangen und gemeinsamen Rades, das mit dem Handhebel *k* verbunden ist, so zu verschieben, daß der eine sich genau so viel der Bohrspindelmitte nähert, oder sich von dieser entfernt, wie der andere. Weiter unten ist ein Hohlkegel *i* angebracht, in welchem sich das untere Ende des Werkstücks ausrichtet.

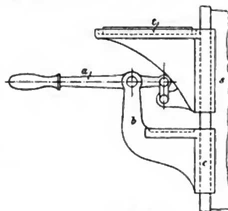


Fig. 825.

Für manche Zwecke eignet sich ein lotrecht verschiebbarer Bohrtisch *t* Fig. 825.[1]) Dieser wird an einem lotrechten, am Bohrmaschinenständer *s* festen Führungsstabe mittels Handhebels *a* verschoben. *a* ist um einen im Arm *b* des einstellbaren Bockes *c* steckenden Bolzen drehbar. *c* enthält ein zum Ablegen von Werkzeugen geeignetes Tischchen. Man ersetzt auch den Handhebel *a* durch einen mittels des Kniees oder Fußes zu betätigenden Hebels, um beide Hände des Arbeiters für die Handhabung der Werkstücke frei zu lassen. Wird ein solcher verschieb

[1]) Z. 1897, S. 1034, mit Abb.

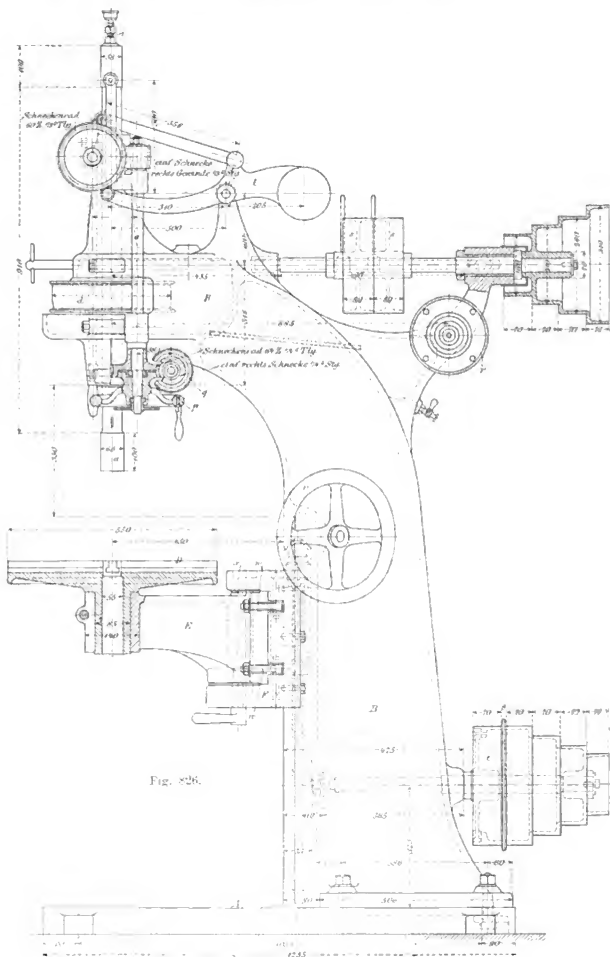


Fig. 826.

barer Tisch angewendet, so pflegt man die Bohrspindel unverschiebbar zu lagern, was erhebliche Vereinfachungen erlaubt.

Die Fig. 826 bis 829 zeigen eine zweckmäßige von Droop & Rein gebaute, freistehende Bohrmaschine. Auf der Grundplatte *A* erhebt sich ein gebogener Bock *B*, in dessen Kopf die Bohrspindel *a* mittels der hohlen Spindel *b* (Fig. 828) gelagert ist. Das Schwanzende der Spindel *a* steckt drehbar in einer längeren Büchse. Die in Rede stehende Büchse ist an ihrem oberen Ende zu einem geschlossenen Ring ausgebildet, in dem das Muttergewinde der Schraube *i* geschnitten ist; diese Schraube nimmt den Druck auf, welchen der Bohrer in seiner Achsenrichtung erfährt (vgl. Fig. 156, S. 82). Die lange Büchse ist an einer Seite genutet, so daß sie von der in diese Nut greifenden festen Leiste *f* verhindert wird sich zu drehen, sie ist an der gegenüberliegenden Seite mit einer Verzahnung versehen, in welche das Stirnrädchen *g* greift. Dieses sitzt nach Fig. 827 auf einer in ganzer Länge durchbohrten Welle. Die festen Lager dieser Welle sind je mit einem langen Hals versehen, auf den sich einerseits der Körper *h*, anderseits das Wurmrad *k* frei drehen können. *h* ist durch eine Zugstange mit dem Gegengewichtshebel *l* (Fig. 826) verbunden und dieser durch zwei Lenkstangen mit der das Schwanzende der Bohrspindel umschließenden verzahnten Röhre, so daß man durch Schwingen des Körpers *h* um seine Drehachse die Bohrspindel *a* rasch auf- und niederbewegen kann und zwar um die ganze 250 mm betragende Hubhöhe. Diese Schwingungen vermittelt der Handhebel *m*; sie setzen voraus, daß vorher die

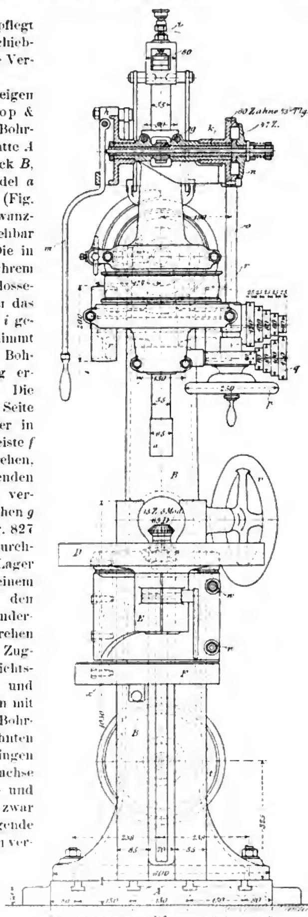


Fig. 827.

Klauenkupplung *n*, welche unter dem Einfluß einer Feder bestrebt ist, mit dem Wurmrad *k* in Fühlung zu bleiben und dadurch *k* mit der Welle von *g* zu verbinden, zurückgeschoben wird. Hierzu dient ein langer in der Bohrung

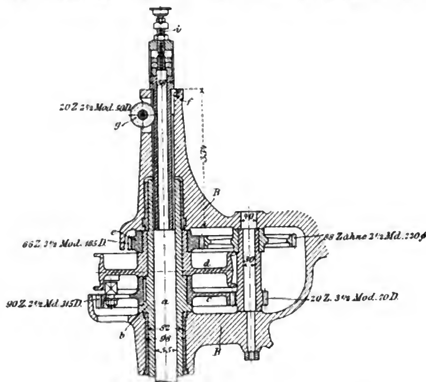


Fig. 828.

der Welle steckender Stift, gegen dessen linksseitiges Ende (Fig. 827) sich der Hebel *m* legt.

In das Wurmrad *k* greift ein am oberen Ende der lotrechten Welle *o* festsitzender Wurm. Am unteren Ende von *o* sitzt ein Wurmrad lose drehbar und ein Handrad *p*, welches an *o* nur verschiebbar ist (Fig. 418 S. 139). Letzteres dient zum langsamen Verschieben des Bohrers mittels der Hand und unter Benutzung einer unter *p* befindlichen Mutter zum Kuppeln des nahe belegenen Wurmrades mit der Welle *o*, wenn die Zuschiebung selbsttätig stattfinden soll. Zu letzterem Zweck greift in das Wurmrad ein Wurm, welcher mit einer fünfstufigen Riemenrolle *q* behaftet ist

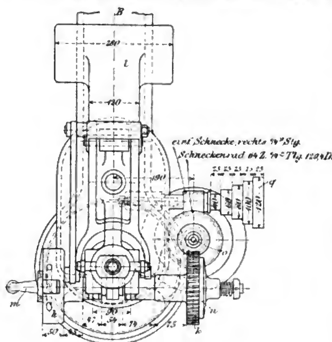


Fig. 829.

und von einer Gegenstufenrolle betätigt wird, die an einer der Leitrollen *r* (Fig. 827 rechts) festsitzt.

Der Antrieb der Bohrmaschine geht von einer oben im Bock *B* gelagerten Welle aus, die mit fester und loser Riemenrolle *s s* — der Riemenführer ist ohne weiteres zu erkennen — und an ihrem, rechts in Fig. 826, frei hervorragenden Ende mit einer Stufenrolle behaftet ist. Letztere betätigt eine unten um einen festen Bolzen frei drehbare Stufenrolle, mit welcher die Rolle *t* fest verbunden ist. Ein über *t*, die beiden Leitrollen *r* und die Rolle *d* gelegter Riemen treibt endlich diese an. Auf der hohlen Spindel *b* (Fig. 828) sitzt das Zahnrad *c* fest; es kann mit *d* auf bekannte Weise gekuppelt werden, so daß die Bohrspindel ebensoviele Drehungen macht wie die Rolle *d*. Mit *d* ist das Zahnrad *e* fest verbunden; nach Lösung der soeben genannten Kupplung läßt sich das in Fig. 828 rechts belegene Rädervorgelege einrücken, so daß nunmehr die Bohrspindel sich entsprechend langsamer dreht.

Unter der Bohrspindel befindet sich der Bohrtisch *D*; er ist mit Aufspannuten versehen und steckt mit einem runden Zapfen in einer Klemmhülse des Armes *E*. *D* ist in seiner Mitte mit einem runden Loch versehen, um hier gelegentlich eine in die Bohrspindel gesteckte Bohrstange stützen, also die Maschine als Ausbohrmaschine benutzen zu können. Der Arm *E* sitzt an dem Schlitten *F* und kann mit diesem mittels einer Schraube, eines Kegelradpaares und des Handrades *v* am Bock *B* auf- und niedergeschoben werden, um dem Bohrtisch *D* die zutreffende Höhenlage zu geben. Löst man die Schrauben *w w*, so läßt sich der Arm *E* mit dem Bohrtisch *D* um den lotrechten Bolzen *x* (Fig. 826 und 827) zur Seite schwenken, so daß die als Aufspannplatte ausgebildete Fußplatte für das Anbringen größerer Werkstücke frei wird.

Nicht selten spart man die Fußplatte *A* unter der Bohrspindel so aus, daß sie eine hufeisenförmige Gestalt gewinnt; es kann dann das Werkstück zum Teil in eine geeignet hergestellte Grube ragen.

Nach dieser eingehenden Beschreibung einer deutscher Auffassung entsprungenen, freistehenden Bohrmaschine kann ich mich bei Erläuterung der amerikanischen,[1]) übrigens bereits in größerem Umfange in Deutschland eingeführten Bauart kürzer fassen. Fig. 830 kennzeichnet diese Bauart zur Genüge. Es steckt die Bohrspindel unten in der verschiebbaren Röhre *b*, oben verschiebbar in der langen, von einem Lager umschlossenen Nabe des angetriebenen Kegelrades *c*. An dem oberen Ende der verschiebbaren Röhre *b* ist eine Kette befestigt, die — über Rollen geführt — an ihrem anderen Ende mit einem Gewicht belastet ist, welches dem Gewicht der Bohrspindel nebst Zubehör gleicht. Das angegebene Gegengewicht spielt in dem hohlen Hauptpfeiler *d* des Maschinengestelles. Die Röhre *b* wird in einer Bohrung des am Maschinengestell verschieden hoch einstellbaren Armes *e* geführt; letzterer ist mit der Zuschiebungseinrichtung ausgerüstet. Es sitzt nämlich rechts an der Röhre *b* eine Zahnstange, in welche ein verdeckt liegendes Zahnrad greift. Dieses kann mittels der Hand rasch gedreht, oder unter Vermittlung des im Vordergrunde des Bildes erkennbaren Wurmradbetriebes und des links belegenen Handrades langsam verschoben

[1]) Vgl. Pechan, Werkzeuge und Werkzeugmaschinen auf der Weltausstellung in Chicago, Wien 1894, mit Abb.

werden oder endlich durch dasselbe Wurmradgetriebe, ein Kegelradpaar, eine stehende Welle, ein in *f* verdecktes Kegelradpaar und ein Stufenrollenpaar von der Maschine selbsttätig gedreht werden. Die Einzeldurchbildung dieser Antriebe ist übrigens mannigfaltig; es soll die vorliegende nur als Beispiel dienen.

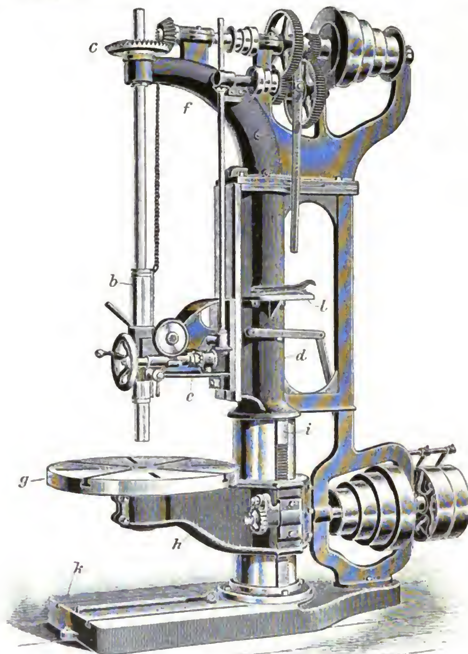


Fig. 830.

Es ist nur der Arm *e* in sehr beträchtlichem Grade, nämlich um 480 mm, an dem Maschinengestell *b* zu verschieben, also sind sehr verschiedene Höhenlagen des Bohrers zu benutzen. Vergleicht man die gesamte Verschiebbarkeit der Bohrspindel dieser Maschine: 480 mm + 240 mm der Röhre *b* im Arm *e*, also 720 mm, mit der bei der vorhin beschriebenen Maschine vorhandenen Verschiebbarkeit (250 mm), so merkt man den hauptsäch-

lichsten Unterschied der beiden Bauarten. Diese große Verschiebbarkeit des Bohrers hat zweifellos manches für sich, aber auch manche Mängel. Zu ihren Vorzügen gehört die bequeme Anpassung an die Höhe des Werkstückes, zu ihren Mängeln die verschieden hohe Lage des Bohrers gegenüber dem Arbeiter.

Die lotrechte Verschiebbarkeit des Bohrtisches ist wegen der Kleinheit des hierfür übrig bleibenden Raumes bei vorliegender Bohrmaschine gering. Man verzichtet aber auch bei der amerikanischen Bohrmaschine oft auf die große Verschiebbarkeit der Bohrspindel und kann dann die Höhenlage des Bohrtisches innerhalb weiterer Grenzen ändern. Es ist der Bohrtisch *g* (Fig. 830) wie bei der Maschine von Droop & Rein in eine zusammenklemmbare Bohrung des Armes *h* gesteckt. *h* sitzt an einem abgedrehten Teil des Pfeilers *d* und wird mit Hilfe eines in die Zahnstange *i* greifenden, verdeckt liegenden Rädchens lotrecht verschoben. *i* liegt in einer Nut der Nabe von *h* und stößt mit seinen Enden gegen abgedrehte Flächen des Maschinengestells. Die Zahnstange *i* kann daher in ihrer Längenrichtung nicht ausweichen, begleitet aber den Arm *h*, wenn dieser zur Seite geschwenkt wird, um die als Aufspannplatte ausgebildete Grundplatte *k* frei zu legen. Bei der durch Fig. 830 abgebildeten Maschine steckt man, um das in *i* greifende Rädchen zu drehen, einen großen Schlüssel auf die Welle des letzteren und sichert die gewonnene Höhenlage durch ein Sperrad. Häufig wird statt dessen auf die genannte Welle ein Wurmrad gesteckt, dessen Wurm man dann dreht. Man verwendet auch statt der Zahnstange *i* eine Schraube, deren Mutter an *h* sitzt.

Über den Antrieb der Maschine gibt die Abbildung genügende Auskunft. Einer Kleinigkeit mag noch gedacht werden, nämlich des am Maschinenständer angebrachten Tischchens *l*. Es ist oft recht erwünscht für das einstweilige Fortlegen von Werkzeugen. Man ordnet dieses Tischchen auch wohl so an, daß es herausgeschwenkt werden kann (wie der Wandarm eines Gasbrenners), so daß es ein Tropfgefäß für Seifenwasser oder dergleichen tragen kann.

Wegen der eigenartigen, in allen Einzelheiten sehr sorgfältigen Durchbildung möge hier noch eine freistehende Bohrmaschine der Elsässischen Maschinenbau-Gesellschaft (Fig. 831 bis 839) angeführt werden.[1]) Der Bohrspindeldurchmesser beträgt 75 mm, die größte zu bohrende Lochweite 100 mm, die Ausladung 600 mm, die größte Bohrerverschiebung 400 mm und die größte Höhe zwischen Bohrspindel und Aufspannplatte 1000 mm.

Ein $3^1/_2$ pferdiger Gleichstrommotor *a* (Fig. 831 und 832), welcher zum Antriebe der Maschine dient, überträgt seine Drehungen durch einen Keilriemen und vierstufige Rollen auf die Vorgelegwelle *b*. Diese betreibt durch Wurm und Wurmrad die Welle *c* (Fig. 831), von wo ab einerseits durch eine zweistufige Rolle der Hauptantrieb weitergeleitet, anderseits durch eine zweistufige Schnurrolle die Kühlwasserpumpe *d* (Fig. 831) betätigt wird. Die Stufenrolle *R* enthält nach Fig. 835 ein ausrückbares Vorgelege folgender Einrichtung: die beiden Wellen mit den Rädern *J* u. *G* sind in der Stufenrolle gelagert; *G* steht mit dem verschiebbaren Rade *F*, *J* mit dem auf der Welle *E* festen Rade *K* im Eingriff. *E* enthält an seiner rechten Seite, der Lagerkörper an seiner linken Seite Kuppelzähne,

[1]) Z. 1900, S. 1613, mit Abb.

und die Büchse *L*, auf welcher *F* festsitzt, ist mit solchen Zähnen versehen, welche zu Zahnlücken in der mit *R* verbundenen Büchse *O* passen. Bringt man letztere miteinander in Eingriff — wie gezeichnet —, so drehen sich *R* und das Rad *K*, also auch die Welle mit gleicher Geschwindigkeit, verschiebt man aber *F* ganz nach rechts, so wird es festgehalten, und die Drehungen von *R* werden unter Vermittlung des Vorgeleges auf *E* übertragen. Befindet sich *F* in seiner Mittellage, so bleibt *E* in Ruhe. Man

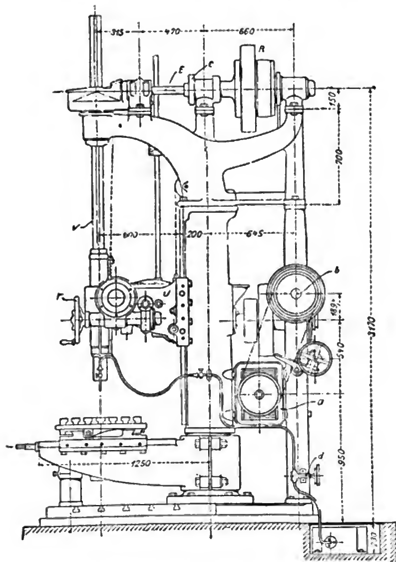


Fig. 831.

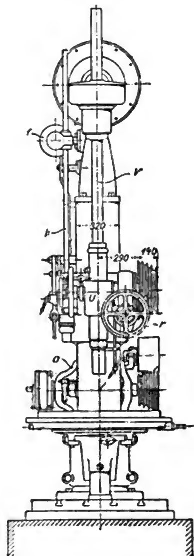


Fig. 832.

verschiebt das Rad *F* mittels der Büchse *N* und der Kurbel *P*. Für die Bohrspindel stehen hiernach 16 verschiedene Drehgeschwindigkeiten — 4,75 bis 152 minutlich — zur Verfügung.

Die Schaltbewegung wird von der Welle *E* durch die Riemenrolle *e* abgeleitet. Ihr Riemen treibt die als Trommel ausgebildete Rolle *f* (Fig. 832 und 833). In dieser Trommel befindet sich ein aus der Figur zu erkennendes Räderwerk, welches der Welle *g* drei verschiedene Geschwindigkeiten zu geben vermag, indem die Kuppelklinke (vgl. Fig. 355,

S. 164) mittels eines Handhebels verschoben wird. Die Drehungen von *g* werden durch Schraubenräder auf die stehende Welle *h* übertragen. An *h* (Fig. 839) ist ein Klauenmuff *i* verschiebbar, welcher für die Zuschiebung

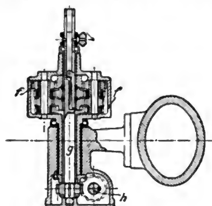


Fig. 833.

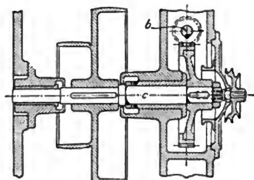


Fig. 834.

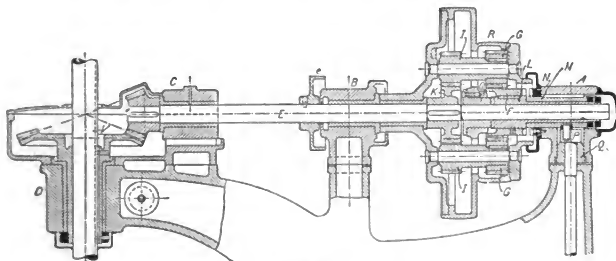


Fig. 835.

des Bohrers mit der langen Nabe *K* eines Kegelrades stets im Eingriff steht. Dieses Rad dreht durch ein zweites Kegelrad die Welle *l* und letztere überträgt durch dreistufige Räder (Fig. 837) seine Drehungen auf die Welle *m*, welcher man demnach neun verschiedene Drehungszahlen für eine Bohrerdrehung geben kann, was 0,082 bis 7,9 mm Zuschiebung entspricht. Ein Schraubenradpaar dreht von

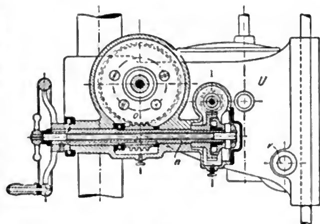


Fig. 836.

m aus die hohle Welle *n* (Fig. 836 u. 839), wenn das untere Schraubenrad mittels des an *n* verschiebbaren Reibkegels mit letzterem verbunden ist. Das von *n* aus betriebene Wurmrad *o* ist mit der Welle *p* durch Reibkegel zu kuppeln

(vgl. Fig. 837). Das selbsttätige Zuschieben kann selbsttätig unterbrochen werden. Es ist an der Hülse der Bohrspindel *V* ein Frosch *s* (Fig. 838) einzustellen, welcher, wenn die verlangte Lochtiefe erreicht ist, gegen einen Hebel der Welle *t* stößt, deren anderer Hebel der Kuppelmuff *i* emporzieht.

Mittels des Handrades *q* (Fig. 837 und 838) ist die Bohrspindel rasch zu verschieben, nachdem das Wurmrad *o* entkuppelt ist, und mittels des Handrades *r* langsamer, wenn die in Fig. 836 erkennbare Reibkupplung gelöst ist.

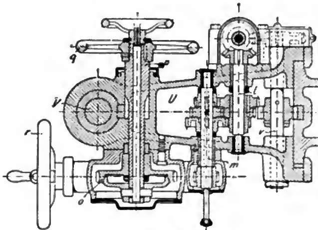


Fig. 837.

Unter der Welle *h*, mit deren Richtung zusammenfallend, befindet sich die Welle *u* (Fig. 839). Sie wird durch ein Kehrgetriebe von *k* aus gedreht und trägt an ihrem unteren Ende einen Wurm, welcher durch ein verdeckt liegendes Wurmrad die Welle *v* (Fig. 837) dreht. Auf *v* sitzt ein in eine am Maschinenständer feste Zahnstange greifendes Zahnrad, durch welches der Ausleger *U* auf- und niedergeschoben werden kann. Ich mache noch auf die besondere Sorgfalt aufmerksam, mit welcher bei vorliegender Maschine das Abtropfen von Schmieröl verhütet ist.

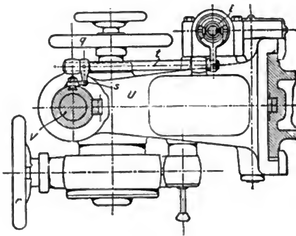


Fig. 838.

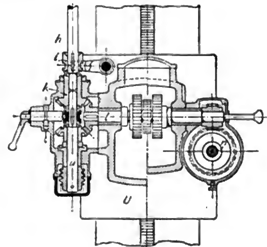


Fig. 839.

Die vorstehend beschriebenen Bohrmaschinen verlangen, daß man dem Werkstück die richtige Lage gegenüber dem Bohrer gibt. Das geschieht in der Regel durch Verschieben des Werkstücks auf dem Bohrtisch. Man findet aber auch Bohrtische, welche vermöge zweier übereinander angebrachter Schlitten in zwei rechtwinklig sich kreuzenden Richtungen mittels Schrauben wagrecht verschoben werden können (vgl. Fig. 831). Als-

dann ist es wesentlich leichter, das vorher aufgespannte Werkstück genau unter den Bohrer zu bringen.

Mit Hilfe eines solchen Kreuzschlittens ist es auch leicht, zwei oder mehrere Löcher in bestimmtem Abstande genau gleichlaufend zueinander zu bohren, indem hierzu nur nötig ist, einen oder nach Umständen beide Verschiebbarkeiten entsprechend zu benutzen.

Größere Werkstücke schließen jedoch diese Verfahren aus. Man zieht — wie bei den Ausbohrmaschinen — ihnen gegenüber vor, die Bohrspindel verstellbar einzurichten.

Das ist der Fall bei den **Kranbohrmaschinen**: an dem Ausleger eines Drehkrans ist die Bohrspindel quer zu ihrer Achse verschiebbar und beherrscht demnach fast die ganze Fläche, über welche der Ausleger zu schwingen vermag.

Fig. 840 und 841 stellen eine solche von **Ernst Schieß** gebaute Kranbohrmaschine in zwei Ansichten dar. Es ist die Bohrspindel fast genau so gelagert, wie die frühere Fig. 828 angibt, auch die Zuschiebungseinrichtung ist der dort angegebenen fast gleich. Die Büchse *b*, welche das Schwanzende der Bohrspindel umschließt, wird einerseits durch das Gegengewicht *f* getragen und vermittelt die rasche Verschiebung der Bohrspindel durch den Handhebel *e*, indem der Gegengewichtshebel *f* durch eine Stange von der Scheibe *d* aus betätigt wird; anderseits greift in eine Verzahnung von *b* ein Zahnrad, welches durch Wurmrad und Wurm usw. von der Stufenrolle *l* angetrieben wird und dadurch die selbsttätige Zuschiebung der Bohrspindel herbeiführt. Die Stufenrolle *l* sitzt fest auf einer Welle, welche durch Kegelräder die Bohrspindel zu drehen hat, so daß die Größe der selbsttätigen Zuschiebung für jede Bohrerdrehung nur von dem gewählten Stufenpaare der Rolle *l* und seines Gegenübers abhängig ist. Eine langsame Handzuschiebung der Bohrspindel vermittelt das Handrad *m*. Die eigentliche, in den Schlitten *E* gebaute Bohrmaschine ist an dem Ausleger *D*, welcher den Schlitten *E* genau führt, zu verschieben, und zwar mittels eines Handkreuzes *n* (Fig. 841), dessen Welle ein in eine feste Zahnstange des Auslegers *D* greifendes Zahnrädchen enthält. Der Ausleger ist mittels zweier Zapfen in dem Schlitten *C* gelagert; um ihn in wagerechter Ebene zu drehen, betätigt man mittels des Handkreuzes *o* und eines Kegelradpaares die langgenutete Welle *p*; diese dreht durch ein Kegelradpaar einen Wurm, welcher in das an *C* feste Wurmrad *w* greift. Die lotrechte Verschiebung der eigentlichen Bohrmaschine um rund 1000 mm bewirkt die lotrechte Schraube *q* (Fig. 841), welche durch ein Kehrgetriebe der Hauptantriebswelle betätigt werden kann.

Die Schwierigkeit, die Bohrspindel in allen ihren möglichen Lagen, und zwar ohne weiteres, antreiben zu können, ist auf folgendem Wege gelöst: Eine vierstufige Rolle (Fig. 841 links) dreht die liegende Hauptwelle entweder unmittelbar, oder durch Vermittlung eines ausrückbaren Rädervorgeleges, so daß acht verschiedene Geschwindigkeiten zur Verfügung stehen. Es soll die Gegenstufenrolle sich minutlich 160 mal drehen. Die liegende Hauptwelle dreht durch Kegelräder die stehende, langgenutete Welle *g*, deren Achse mit der Drehachse des Auslegers zusammenfällt. Mittels eines zweiten Kegelradpaares überträgt *g* seine Drehungen auf die im Ausleger gelagerte, langgenutete Welle *h*, während diese durch ein Stirnradpaar eine liegende Welle dreht, die ebensoweit vor dem Ausleger liegt wie die

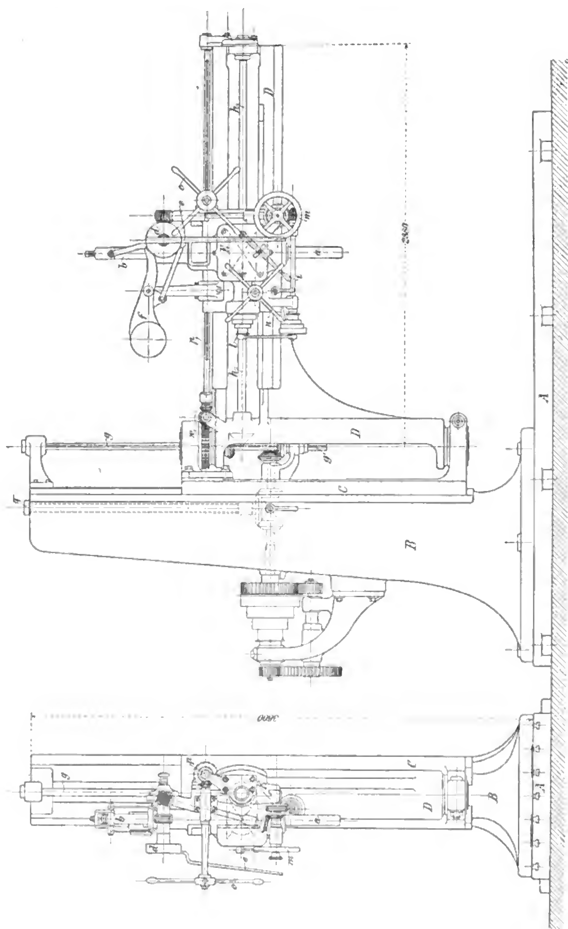


Fig. 841.

Fig. 840.

Bohrspindel. Diese liegende Welle betätigt endlich, und zwar durch ein Kehrgetriebe, die hohle Spindel, in welcher die Bohrspindel *a* verschiebbar steckt. Das Kehrgetriebe ist zweckmäßig, wenn man gelegentlich mittels der Bohrmaschine in die gebohrten Löcher Gewinde schneiden will (siehe weiter unten); es wird durch den Handhebel *i* gesteuert.

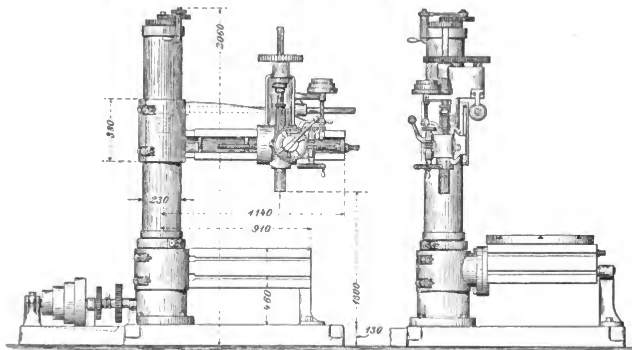


Fig. 842. Fig. 843.

Es dürfte der Hinweis gerechtfertigt sein, daß die Steuerungsmittel: Handhebel *e* und *i*, Handkreuze *n* und *o* und Handrad *m* der Bohrspindel nahegelegt worden sind, so daß der den Bohrer beobachtende Arbeiter sie ohne weiteres handhaben kann.

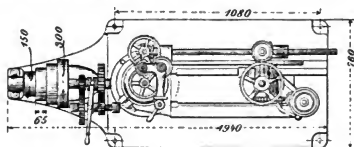


Fig. 844.

Ein anderes Beispiel einer Kranbohrmaschine zeigen die Fig. 842, 843 und 844;[1]) sie ist von der Bickford Drill & Tool Co. in Cincinnati gebaut. Es ist eine mit der sehr kräftigen Grundplatte verschraubte runde Säule als Ständer der Maschine verwendet. Links von Fig. 842 und 844 sieht man das Antriebsvorgelege, welches acht verschiedene Geschwindigkeiten bietet; es treibt eine in der Säulenmitte gelagerte, stehende Welle,

[1]) The Iron Age, 6. Juni 1895, S. 1179, mit Abb. Z. 1896, S. 551, mit Abb.

die durch ein über dem Kopfe der Säule liegendes Rädervorgelege eine hinter der Säule befindliche, langgenutete, stehende Welle dreht. Diese dreht durch ein Kegelradpaar eine hinter dem Ausleger an letzterem gelagerte langgenutete Welle, von wo ab eine stehende Welle, ein Kegel- und ein Stirnrad das Stirnrad dreht, in dessen Nabe das Schwanzende der Bohrspindel verschiebbar steckt. Von der genannten Zahnradnabe aus wird durch ein Stufenrollenpaar usw. die Zuschiebungseinrichtung betätigt, welche den durch Fig. 813 bis 817 dargestellten nahe verwandt ist.

Die eigentliche Bohrmaschine ist an dem Ausleger durch eine Schraube verschiebbar, der Ausleger um die Säule drehbar und an ihr lotrecht verschiebbar. Nachdem ihm die gewünschte Lage gegeben ist, klemmt man ihn an der Säule fest. Das Heben und Senken des Auslegers bewirkt eine im drehbaren Kopf der Säule gelagerte Schraube, deren Mutter am Ausleger sitzt. Das oberste, an der stehenden Hauptwelle feste kleine Zahnrad oder ein ähnliches am oberen Ende der nach unten gerichteten zweiten Hauptwelle betätigt unter Vermittlung eines ausrückbaren Zwischenrades — wie Fig. 844 erkennen läßt — ein auf der Schraube sitzendes Rad und dreht diese links oder rechts herum.

Die Werkstücke können auf der Fußplatte befestigt werden oder an lotrechter Platte, welche einerseits an der Säule festgeklemmt, anderseits auf der Fußplatte festgeschraubt wird, oder endlich — nach Fig. 843 — an einem Winkel, der um eine wagrechte Achse drehbar und mit einer quer dagegen liegenden drehbaren Aufspannplatte versehen ist.[1])

Bemerkenswerte Einzelheiten enthält die Kranbohrmaschine von Ludw. Loewe & Co. Fig. 845 ist eine Gesamtansicht der Maschine, aus der u. a. erkannt werden kann, daß die vierstufige Antriebsrolle am Fuß des Ständers sich befindet. Von hier aus wird die Drehbewegung mittels Kehrgetriebes und stehender Welle *a* zum Kopf des Ständers (Fig. 846, 847 und 848, Taf. XXXX) übertragen. Am oberen Ende von *a* sitzt ein 30er Stirnrad, welches in ein 58er der lotrechten Schraubenspindel *b* greift und durch dieses und ein zweites 30er Rad die lotrechte Welle *c* treibt. Das 58er Rad dreht sich in der gezeichneten Lage lose um *b*; wird es durch den Handhebel *d* gehoben, so greifen seine Kuppelzähne in ein an *b* festes Kuppelstück. Wegen dieser Verschiebungen sind die Zähne des 58er Rades breiter als diejenigen der beiden 30er Räder. Der Handhebel *d* ist mit einem federnden Stift versehen, welcher in einer länglichrunden Fläche des Ständers zwei Ruhepunkte findet. Die Schraube *b* dient zum Verschieben der Auslegerplatte *A* an dem Ständer, während die Welle *c* den Betrieb zum Ausleger *A* (Fig. 849) überträgt. In dieser Figur ist eine an der Auslegerplatte *A* feste Nase *e* zu sehen, welche gegen den Handhebel *d* stößt, sobald die Auslegerplatte die zulässig höchste Lage erreicht hat, und dadurch den Antrieb der Schraube *b* ausrückt. Am unteren Ende der Auslegerplatte sitzt eine zweite Nase *f*, welche gegen den unteren Handhebel *g* stößt und dadurch die Kupplung des unteren Kehrgetriebes außer Eingriff bringt, sobald die Auslegerplatte in der zulässig tiefsten Lage ankommt. Für den Handhebel *g* sind selbstverständlich drei Ruhepunkte vorgesehen, weil er auch zum Steuern des Kehrgetriebes dient. In der Auslegerplatte

[1]) S. andere Beispiele: Z. 1873, S. 469, mit Abb. Revue industrielle, 8. März 1890, S. 93, mit Abb.

steckt die Röhre *B* fest; diese dient dem Ausleger A_1 als Drehzapfen. Der Ausleger ist unten gespalten, um ihn mittels der Schraube *i* an *B* festklemmen zu können.

Man sieht rechts in Fig. 849 eine Welle *g*. Auf ihr sitzt eine Rolle fest und ist mit einem flachen Bande versehen, welches über eine höher

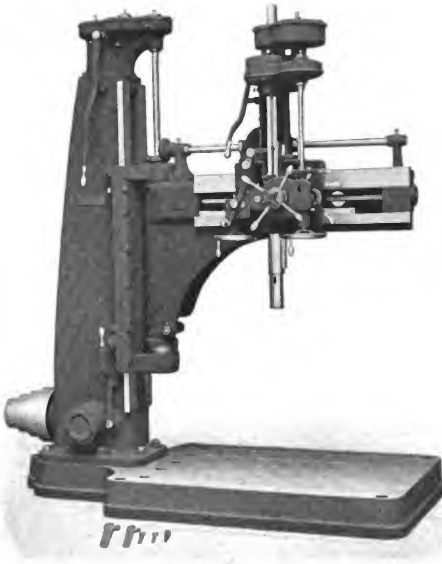


Fig. 845.

belegene Rolle gelegt ist und am anderen Ende ein 60 kg schweres Bleigewicht trägt. Es dient, wie weiter unten angegeben werden wird, diese Einrichtung zur Ausgleichung des Bohrspindelgewichtes.

c betreibt durch ein Winkelräderpaar die liegende Welle *h*. Sie ist an ihrem äußersten Ende nochmals gelagert (Fig. 850) und langgenutet. Es steckt auf ihr zunächst eine am Spindelkasten *D* gelagerte Büchse mit 23er Kegelrad, dann ein verschiebbarer Klauenmuff und weiter rechts eine

zweite am Spindelkasten gelagerte Büchse mit 25er Kegelrad. Der Klauenmuff ist durch den Handhebel *k* zu steuern. Wird der Muff nach links verschoben, so dreht das 23er Rad das 46er, an der lotrechten Welle *l* feste Kegelrad, wird er ganz nach rechts verschoben, so betätigt das 25er Kegelrad ein gleiches, welches ebenfalls auf *l* festsitzt. In der Mittellage des Klauenmuffs ist der Bohrmaschinenbetrieb ausgerückt. Jener Betrieb liefert einerseits eine rasche Drehung von *l* in einem, eine langsame in dem entgegengesetzten Drehsinne, und wird deshalb zunächst für das Gewindeschneiden benutzt. Da aber im Fuß des Bohrmaschinenständers ein zweites Kehrgetriebe sich befindet, so kann man jene Einrichtung auch zum Ändern der Drehgeschwindigkeit der Welle *l* im allgemeinen benutzen.

Die Welle *l* überträgt die Drehbewegung in ein den Spindelkasten krönendes Gehäuse (Fig. 851 u. Fig. 852, Taf. XXXX, vgl. auch die Textfig. 845) und treibt dort mittels eines 16er Stirnrades das 48er, auf einer Zwischenwelle sitzende und entweder das 32er Rad *m*, oder unter Vermittlung des auf der Zwischenwelle sitzenden 15er Rades das Rad *n*. Zwischen *m* und *n* ist auf der Büchse *o* ein Klauenmuff verschiebbar, welcher *m* oder *n* mit dieser Büchse kuppelt und dadurch die Drehung der Bohrspindel *E* veranlaßt. Der Klauenmuff wird durch den Handhebel *p* (Fig. 851 und 852) verschoben, dessen federnder Stift in drei verschiedenen Vertiefungen greifen kann.

Von der Büchse *o* wird die Zuschiebungsbewegung abgeleitet, indem zunächst durch ein Stufenradpaar die Welle *u* und dann durch ein ausrückbares Rädervorgelege die Welle *r* gedreht wird, welche (vgl. Fig. 850) mit dem Wurm *s* behaftet ist und dadurch das 80er Wurmrad *t* (Fig. 853) dreht. Auf der Welle dieses Wurmrades sitzt ein Stirnrad mit 19 Zähnen, welches in gebräuchlicher Weise auf die die Bohrspindel *E* umschließende Büchse wirkt. Zum Steuern des Stufenrades dient die Stange *u* (Fig. 850 und Fig. 851). Ihr unteres Ende ist durch einen Wirbel einer dickeren Stange u_1 angeschlossen, in deren Verzahnung der Zahnbogen des Handhebels *v* (Fig. 850 und Fig. 853) greift. Die Steuerung des ausrückbaren Rädervorgeleges (Fig. 851) erfolgt durch dessen Welle *r*. Die beiden Stirnräder dieser Welle sind mittels ihrer Naben in dem Gehäuse unverschieblich gelagert, und die Nabenenden sind mit Klauen versehen, welche zu auf *r* festen Klauenringen passen, so daß die Kupplung der Welle mit dem oberen Rade durch Senken der Welle *r* erfolgt. Um *r* lotrecht verschieben zu können, sitzt auf ihr ein Ring mit umlaufender Nut fest, in welche die Zapfen eines bügelartigen Hebels greifen, der mittels des Knopfes *w* (Fig. 850) bewegt werden kann. *w* ist gleichzeitig Knopf des zum Feststellen des Hebels dienenden federnden Stiftes. Die lotrecht verschiebliche Welle *r* dreht zunächst einen Klauenmuff und durch ihn den Wurm *s* nebst der unverschieblich gelagerten Büchse r_1 (Fig. 850), auf welcher unten ein Handrad festsitzt. Um den Zuschiebungsantrieb auszurücken, hebt man jenen Klauenmuff mittels des Handhebels *x*. Dieser ist nach links über seinen Drehpunkt verlängert und endigt unter der Stange *y*. Die Stange *y* hängt (nach Fig. 854) im Kopf der eigentlichen Bohrmaschine an einer leichten Feder. An der Bohrspindel *E* ist ein Ring *z* mit Zeiger angebracht, der seitlich durch einen federnden Stift und einen kleinen Schlitten gehindert wird, an den Drehungen von *E* teilzunehmen. Schwenkt man diesen Stift in die gezeichnete Lage und arbeitet mit der Maschine, so stößt schließlich

die Zeigerfassung gegen einen Vorsprung des auf y festgeklemmten Ringes, nimmt y nach unten mit und bewirkt sofort das Unterbrechen des Zuschiebens.

An der Stange y sitzt ein Stift, welcher in eine Gabel des Hebel α (Fig. 850) greift. α ist für gewöhnlich um die Drehachse des Hebels k frei zu bewegen, aber durch Verschieben des Bolzens β mit k zu kuppeln. Man benutzt dieses Kuppeln beim Gewindeschneiden in blinde Löcher. Sobald der Gewindebohrer genügend tief eingedrungen ist, wird unter Vermittlung der Stange y der Hebel k betätigt und das über der Drehachse von K befindliche Kehrgetriebe selbsttätig ausgerückt. Ein mit K verbundener, gestrichelt gezeichneter federnder Stift γ ist hierbei zurückgedrängt und veranlaßt den gestrichelt gezeichneten Hebel die andere Drehrichtung des Kehrgetriebes einzurücken, so daß der Gewindebohrer sich mit doppelter Drehgeschwindigkeit zurückbewegt. Soll nur ein Ausrücken des Kehrgetriebes stattfinden, so läßt man den mit k verbundenen federnden Stift δ gegen eine am Spindelkasten D angebrachte Stufe stoßen, andernfalls wird δ in zurückgezogener Lage gehalten.

Das Verschieben des Spindelkastens am Ausleger der Maschine bewirkt man mittels des Handrades η (Fig. 850). Am oberen Ende der Welle dieses Handrades sitzt ein Wurm, der in das Wurmrad einer liegenden Welle greift (Fig. 853) und diese ist an einem Ende zu einem 12er Stirnrad ausgebildet, welches in eine am Ausleger feste Zahnstange greift.

Bei der soeben beschriebenen Kranbohrmaschine soll die Deckenvorgelegswelle sich minutlich 330 mal drehen. Es dreht sich dann die Bohrspindel minutlich:

8,	12,5	18,	27,
16,	25,	36,	54,
46,	68,	100,	147,
92,	136,	200,	294 mal,

und die Zuschiebung beträgt für jede Bohrerdrehung:

0,18, 0,25, 0,33, 0,48, 0,7, 0,95, 1,26, 1,87 mm.

Die erforderliche Betriebskraft ist zu 3 PS. angegeben.

Bei den bisher beschriebenen Kranbohrmaschinen sitzt die eigentliche Bohrmaschine E (nach Fig. 855) an der Seite des Auslegers, und die Bohrspindel a befindet sich in einiger Entfernung von der Schwerachse des Auslegers D, so daß einerseits durch das Gewicht der Bohrmaschine, anderseits durch den Widerstand, welchen der Bohrer in seiner Achsenrichtung erfährt, Verdrehungen des Auslegers eintreten, vermöge welcher die Bohrerspitze seitwärts von ihrer richtigen Lage ausweicht. Diesen Übelstand vermeidet der seit etwa 25 Jahren bekannte doppelschildige Ausleger D (Fig. 856), bei welchem die Bohrspindel a in der Mittelebene liegt. Die Einzeldurchbildung ist verschiedenartig;[1]) jedenfalls wird man wünschen müssen, daß nicht allein ein beträchtlicher Teil des Triebwerks zwischen den Seitenwänden des Auslegers Platz findet, sondern auch die Steuerungsteile bequem zugänglich bleiben.

Eine neuere von Ernst Schieß gebaute, mit zweischildigem Ausleger versehene Kranbohrmaschine[2]) stellen die Fig. 857 und 858

[1]) Vgl. Wohlenberg, D.R.P. No. 54303. Z. 1891, S. 1243, mit Abb.
[2]) Z. 1898, S. 1243, mit Abb.

in zwei Ansichten dar; insbesondere läßt Fig. 858 erkennen, daß die Mitte der Bohrspindel *m* in der Mittelebene des Auslegers liegt. Der Antrieb geht von der liegenden Welle *a* aus, auf welcher eine fünfstufige und eine einfache Riemenrolle sitzt. Erstere ist nicht gezeichnet. Von *a* aus überträgt ein über Leitrollen geführter Riemen die Drehbewegung auf die stehende Welle *b*, deren Achse mit der Drehachse des Auslegers *D* zusammenfällt. *b* überträgt seine Drehbewegung durch ein in Fig. 857 gestrichelt gezeichnetes Kehrgetriebe auf eine im Ausleger gelagerte kurze Welle und durch ein Stirnräderpaar weiter auf die langgenutete Welle *c*. Auf dieser steckt ein hyperboloidisches Rad, welches in ein auf der Bohrspindel steckendes greift und diese unmittelbar dreht, oder langsamer unter Vermittlung eines über ihm befindlichen Rädervorgeleges (Fig. 857) — der Handhebel *n* (Fig. 857) dient zum Ein- bzw. Ausrücken desselben — oder endlich noch langsamer durch ein Vorgelege, dessen Hauptträderpaar unterhalb des Auslegers im Spindelkasten (Fig. 857) untergebracht ist. Man ist

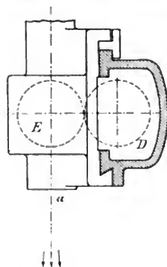


Fig. 855.

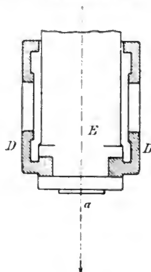


Fig. 856.

demnach imstande, der Bohrspindel in beiden Drehrichtungen 15 verschiedene Geschwindigkeiten zu geben und zwar von 150 bis zu 1,3 minutlichen Drehungen. Es ist Vorsorge getroffen, daß ein gleichzeitiges Einrücken zweier dieser Vorgelege nicht vorkommen kann.

Die Zuschiebung des Bohrers vermittelt die auf dem Schwanzende der Bohrspindel steckende, mit Zahnstange versehene Hülse *l* und ein an einer liegenden Welle festes Zahnrad. Einerseits — in Fig. 857 links — wirkt auf diese Welle ein hinter dem Ausleger befindliches Gegengewicht, anderseits ein Kegelräderpaar, welches zu ihrer Betätigung bestimmt ist. Es ist die Bohrspindel durch das Handrad *i* rasch zu verschieben; dieses sitzt auf einer stehenden Welle, die ihrerseits durch ein über dem Ausleger befindliches Rädervorgelege die stehende Welle des Kegelradpaares betätigt. Sie ist langsam durch das Handrad *h* zu verschieben, welches die Welle von *i* durch Wurm und Wurmrad betätigt. Die selbsttätige Zuschiebung ist von der Bohrspindel abgeleitet und wirkt auf die Welle, an welcher das Handrad *i* festsitzt.

Mittels des Handkreuzes *e*, eines Rädervorgeleges und einer am Ausleger *D* festen Zahnstange *f* wird der Spindelkasten am Ausleger verschoben und mittels des Handrades *d*, eines Wurmradvorgeleges, der lang-

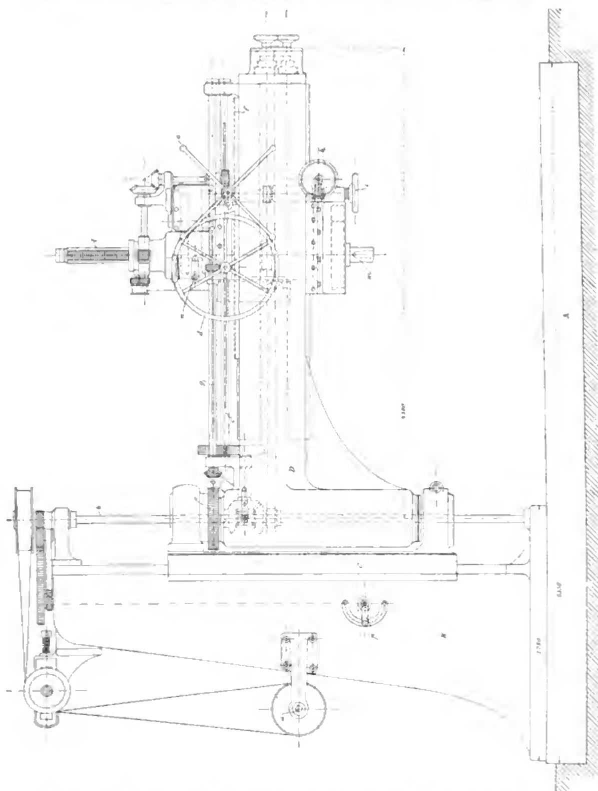


Fig. 857.

genuteten Welle *g* und eines Kegelradvorgeleges der Wurm gedreht, der in das am Schlitten *C* feste Wurmrad *o* greift und zum Schwenken des Auslegers *D* dient. Die lotrechte Verschiebung des Schlittens *C* und damit der

eigentlichen Bohrmaschine bewirkt die Welle *b*. Es ist nämlich im Bock *B* eine stehende Schraube angeordnet, die in eine an *C* feste Mutter greift. Am Kopfende dieser Schraube befindet sich ein Rädervorgelege mit Kehrgetriebe, und der Handhebel *p* (Fig. 857) dient zum Einrücken des Rechts- oder Linksganges, oder zum Ausrücken dieser Antriebe. Die starke Fußplatte *A* ist als Aufspannplatte ausgebildet.

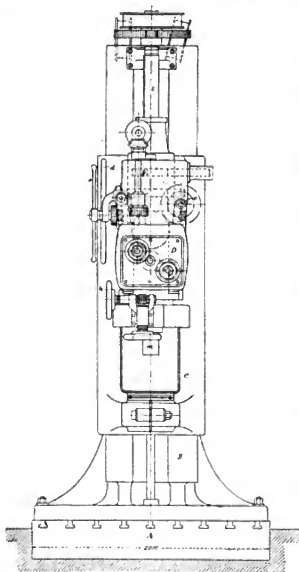


Fig. 858.

Die Bohrspindel hat 140 mm Durchmesser, ist für sich um 600 mm und mit dem Ausleger um 1300 mm lotrecht zu verschieben. Der größte Bohrspindelkreis hat 3200 mm, der kleinste 1100 mm Halbmesser.

Durch den gewählten Riemenbetrieb ist die Zahl der zwischen Antriebsstufenrolle und Bohrspindel tätigen Zahnräder kleiner geworden. Man hat auch zwischen die lotrechte Hauptwelle und die Bohrspindel Riemenbetrieb gelegt und zwar nach Fig. 321, S. 153[1]) oder nach Fig. 323, S. 153.[2])

Es ist die Schwingungsachse des Auslegers auch wagerecht statt lotrecht angeordnet.[3]) Um eine freiere Einstellbarkeit der Bohrspindellage zu gewinnen, hat man den Ausleger um seine Längsachse drehbar gemacht,[4]) oder den Spindelkasten an dem Schlitten, welcher längs des Auslegers gleitet, schief einstellbar angebracht,[5]) wie bei den Stichelhausschlitten der Hobelmaschinen, der Drehbänke mit liegender Planscheibe, der Ausbohr- und Fräsmaschinen (vgl. Fig. 793, Taf. XXXVIII) oder endlich diese beiden Einstellbarkeiten bei derselben Maschine vorgesehen.[6])

Das Bedürfnis nach so weit gehender Verstellbarkeit der Bohrspindel-

---

[1]) Wohlenberg, D.R.P. No. 54 303.
[2]) Z. 1892, S. 638, mit Abb.
[3]) Engineering, Nov. 1891, S. 639, mit Schaubild.
[4]) American Machinist, 28. Mai 1891; 5. Nov. 1891; 26. Mai 1892, mit Schaubild. Engineering, April 1897, S. 538, mit Schaubild. The Iron Age, 6. Mai 1897, mit Schaubild.
[5]) American Machinist, 19. Mai 1888; 29. Sept. 1892, mit Schaubild. Iron, Aug. 1888, S. 127, mit Schaubild.
[6]) Revue industrielle, Aug. 1895, S. 309, mit Schaubild. American Machinist, 16. Mai 1895, S. 385, mit Schaubild.

lage gegenüber dem ruhenden Werkstück hat schon vor Jahren vorgelegen und ist befriedigt worden. Die Fig. 859, 860 und 861 stellen eine derartige Kranbohrmaschine in drei Ansichten dar, welche gegen 1872 von G. N. Justus in Hamburg für die Hamb.-Amerk. Dampfsch.-Gesellsch. geliefert worden ist. Ich führe die Abbildungen hier an, weil bis in neueste Zeit ähnliche Maschinen ausgeführt werden.[1])

Es ist die vorliegende Maschine befähigt, bis 500 mm tief und 150 mm weit zu bohren; die wagerechte Verschiebbarkeit des Auslegers beträgt 2600, die lotrechte 2500 mm. Es liegt die eigentliche Bohrmaschine in dem

Fig. 859.

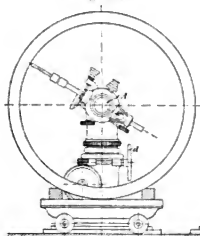
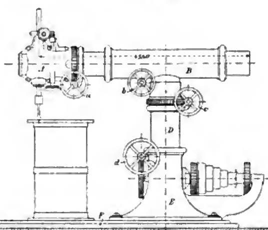


Fig. 860.



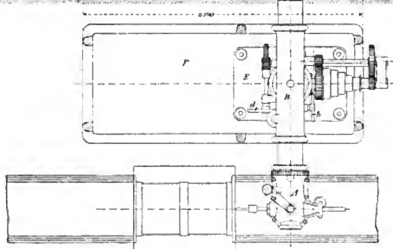


Fig. 861.

Kopf *A*, welcher am Kopf des Auslegers mittels des Handrades *a* so gedreht werden kann, daß die Bohrspindel lotrecht (Fig. 860), wagerecht (Fig. 861) oder geneigt (Fig. 859) liegt. *A* ist mit dem Ausleger durch das Handrad *b* in der Hülse *B* wagerecht zu verschieben und *B* auf der lotrechten Röhre *D* mittels des Handrades *c* in wagerechter Ebene zu drehen, *D* endlich ist mittels des Handrades *d* in dem festen Bock *E* lotrecht zu verschieben. Dieser Bock ist mit der auch als Aufspannplatte dienenden Fußplatte fest

[1]) Gildemeister, Glasers Annalen, 15. Jan. 1896, S. 37, mit Schaubild. Mc. Naull, American Machinist, 23. Juli 1891, mit Schaubild.

verschraubt. Der zehnstufige Antrieb wird durch Wellen auf die Bohrspindel übertragen, die in die Achsen von *D* und *B* gelegt sind, und durch Kegelradpaare, welche sich an den Kreuzungspunkten der Wellen befinden. Nach Fig. 860 werden die Flanschenlöcher eines stehend befestigten, nach Fig. 861 die Flanschenlöcher eines auf einem Wagen liegenden Zylinders gebohrt; Fig. 859 zeigt, wie ein auf einem Wagen liegender Ring mit Löchern versehen wird, die in der Halbmesserrichtung des Ringes liegen.

Für Arbeiten, die weniger genau sein dürfen, hat man dem Ausleger ein Gelenk gegeben und damit die Verschiebbarkeit der Spindellagerung

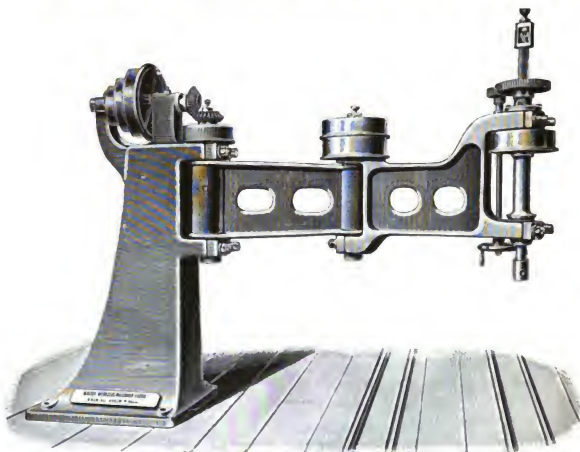


Fig. 862.

an dem Ausleger entbehrlich gemacht.[1]) Fig. 862 ist das Schaubild einer solchen von Breuer, Schumacher & Co. gebauten Maschine. Es ist in die Achse des Auslegergelenks über letzteres ein sich lose drehendes Riemrollenpaar gelegt, welches von einer in der Schwingungsachse des Auslegers gelagerten Rolle angetrieben wird und die Drehung auf eine auf der hohlen Spindel der eigentlichen Bohrmaschine festsitzende Rolle überträgt.

Es gibt Bohrmaschinen, welche an einem torartigen Gerüst ähnlich angebracht sind, wie die Stichelhäuser der Tischhobelmaschinen, oder an einem Laufkran verschiebbar sind,[2]) oder auch frei an der Decke hängen,

[1]) Langbein, Z. 1882, S. 99, mit Abb. Challiot & Gratiot, Publ. industr. 1884, Bd. 29, S. 313. Dingl. polyt. Journ. 1884, Bd. 252, S. 457, mit Abb.
[2]) Z. 1879, S. 228, mit Abb.

wie z. B. Fig. 863 zeigt. Mannigfache Einzeldurchbildungen berücksichtigen je die gestellten Aufgaben.

Bohrmaschinen mit weitgehender Einstellbarkeit der Bohrspindel sind nicht allein erheblich teurer als solche, bei denen die Bohrspindel nur in ihrer Achsenrichtung verschoben werden kann, sondern leiden auch an einer gewissen Schwäche: jede Verstellbarkeit verursacht Abnutzungen und dadurch Ungenauigkeiten, wenn auch jedem Verstellen — wie gebräuchlich — ein Befestigen folgt.

Man wählt deshalb zuweilen für große Werkstücke, die man nicht mittels gewöhnlicher Bohrmaschinen behandeln kann, tragbare Bohrmaschinen, deren Antrieb durch Schnüre und biegsame Wellen,[1]) Druckwasser[2]) oder Druckluft[3]) oder durch Elektrizität[4]) stattfindet.

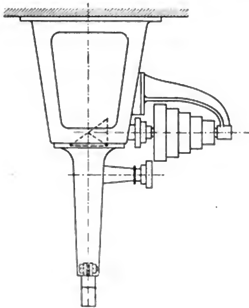


Fig. 863.

Fig. 864.

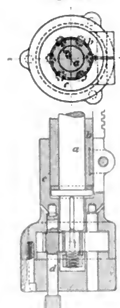


Fig. 865.

Besonderen Zwecken dienen die **mehrspindeligen Bohrmaschinen.**

Sind in sehr zahlreiche gleiche Flanschen gleiche Löcher zu bohren, so lohnt es sich zuweilen, ebensoviele Bohrspindeln, wie Löcher gefordert werden, im Kreise zu lagern und durch ein gemeinsames Stirnrad anzutreiben.[5]) Für das Bohren kleiner Löcher kann man eine hiernach angeordnete Hilfseinrichtung verwenden, wie z. B. Fig. 865 im Schnitt und Fig. 864 im Grundriß darstellt.[6]) Es ist an der Hülse *b*, in welcher die Spindel *a* sich dreht, ein Kopf *c* festgeklemmt, in welchem die sechs Bohr-

[1]) Dingl. polyt. Journ. 1872, Bd. 205, S. 187, mit Abb.; 1889, Bd. 272, S. 126, mit Schaubild. Engineering, Mai 1885, S. 574, mit Schaubild. Le génie civil 1891, S. 95, mit Schaubild. The Iron Age, Sept. 1895, S. 939, mit Schaubild.

[2]) Engineering, Febr. 1887, S. 130, mit Abb. The Iron Age, 31. März 1887, mit Abb. The Engineer, Mai 1887, S. 360, mit Abb.

[3]) The Engineer, Aug. 1888, S. 114, mit Schaubild. Iron, 13. Nov. 1891, S. 422, mit Schaubild. Engineering, Juni 1897, S. 780, mit Abb.

[4]) D.R.P. No. 24941. Z. 1884, S. 124; 1895, S. 901, mit Abb.; 1900, S. 1617, mit Abb.; 1903, S. 344, mit Abb.

[5]) Engineering, Jan. 1895, S. 60, mit Schaubild. The Iron Age, 7. Febr. 1895, mit Schaubild.

[6]) Davis & Egan Co., Cincinnati. American Machinist, Aug. 1896, S. 782, mit Abb.

spindeln *d* gelagert sind. An jeder Bohrspindel ist ein Stirnrädchen ausgebildet und am unteren Ende von *a* ist ein Rad befestigt, welches in diese Räder greift. Man muß für jede Lochzahl und jeden Lochkreisdurchmesser einen besonderen Kopf *c* verwenden.

Collet & Engelhard in Bockenheim verschieben die Bohrspindellagerungen in der Halbmesserrichtung[1]) und verwenden Zwischenräder, um trotz dieser Verschiebung den Betrieb zu sichern; ähnlich die Berlin-Anhalter-Maschinenb.-A.-G.[2])

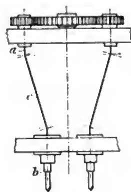


Fig. 866.

Habersang & Zinsen[3]) betreiben die in verschiebbaren Lagern drehbaren Bohrspindeln *b* (Fig. 866) von festgela-

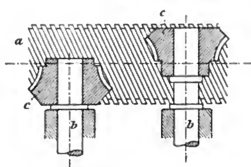


Fig. 867.

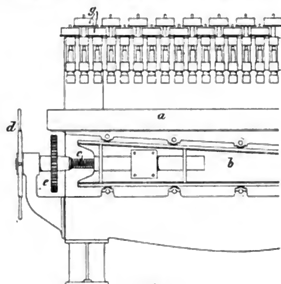
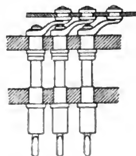


Fig. 868.

gerten, durch gemeinsames Stirnrad angetriebenen Spindeln *a* aus durch Wellen *c*, welche sich einerseits hier, anderseits den Bohrspindeln durch eine Art Kreuzgelenke (vgl. S. 154 bis 156) anschließen,[4]) und Öhring[5]) ersetzt die erwähnten Kupplungen durch biegsame Wellen.


Fig. 869.

Sind zahlreiche Löcher in gerader Linie nebeneinander zu bohren, so werden mehrere Bohrmaschinen nebeneinander an einem gemeinsamen Balken angebracht, und zwar gegeneinander verschiebbar, wenn der Abstand der Löcher wechselt, jedenfalls mit gemeinsamem Antrieb.[6]) Hierzu dient zuweilen die

[1]) D.R.P. No. 70325. Z. 1893, S. 1330, mit Abb.
[2]) Z. 1902, S. 698, mit Abb.
[3]) D.R.P. 64305. Z. 1900, S. 1615, mit Abb.
[4]) The Engineer, Nov. 1891, S. 447, mit Schaubild. American Machinist, 27. Juni 1895, S. 504, mit Schaubild. Z. 1900, S. 1617, mit Abb.
[5]) Praktischer Maschinen-Konstrukteur, 10. Juni 1895, mit Abb. The Iron Age, 9. Juli 1896, S. 56, mit Abb.
[6]) Vgl. Le Génie civil, April 1887, S. 412. Engineering, Aug. 1887, S. 147; Juli 1888, S. 88. Iron, Juli 1890, S. 49. American Machinist, 23. Juli 1891; 23. Juli 1892. Z. 1894, S. 1394. The Iron Age, 2. Juli 1896; Okt. 1896, S. 811. The Engineer, Jan. 1897, S. 45, sämtlich mit Schaubildern. The Engineer, 13. Dez. 1901, XI, mit Abb.

langgenutete Welle, an welcher Kegelräder oder hyperboloidische Räder verschiebbar sind, oder ein geeigneter Riemenbetrieb.

Um die Bohrspindeln recht nahe aneinander rücken zu können, treibt man sie zuweilen durch eine mehrgängige, gemeinsame Schraube *a* (Fig. 867) an, in welche auf den Bohrspindeln *b* fest sitzende halbe Wurmräder *c* greifen, oder bringt (nach Fig. 868) die auf den Bohrspindeln sitzenden Riemenrollen *g* so an, daß sie einander übergreifen. Wenn die Bohrspindeln in festem Abstand zueinander gelagert sind, so kann der Antrieb nach Fig. 869 durch Kurbeln, die in eine gemeinsame Stange greifen, stattfinden, zwei oder mehrere Kurbeln, welche ebenfalls in diese Stange greifen und durch Räder angetrieben werden, betätigen die Stange so, daß sie sämtliche Bohrspindeln regelrecht in Umdrehung versetzt. Es ist zweckmäßig, Gegengewichte anzubringen, durch welche die Massenwirkung der Stangen und Kurbeln ausgeglichen wird. Im übrigen empfiehlt sich dieser Antrieb für sehr geringen Abstand der Bohrspindeln.

Bei der von Ernst Schieß gebauten Schienenbohrmaschine (Fig. 870 und 871) liegen drei Bohrspindeln *b* wagerecht nebeneinander. Die mittlere, in Fig. 871 verdeckte, ändert ihre Lage im Spindelkasten *d* nicht, die beiden andern, rechts und links von ihr liegenden können quer verschoben werden und zwar so, daß ihr Abstand von der mittleren Bohrspindel 80 bis 160 mm beträgt. Ihr Betrieb ist auf folgendem Wege erreicht. Von der unten liegenden Welle, auf welcher eine feste und eine lose Riemenrolle steckt, wird durch die Räder *c* die mittlere Bohrspindel angetrieben. Auf dieser sitzt ein Rad, welches in höher belegene Zwischenräder greift (Fig. 870), und diese sind so breit, daß sie mit den beiden auf den seitlichen Bohrspindeln versetzt befestigten Rädern im Eingriff stehen. Die Wellen der Zwischenräder liegen in Gelenken (vgl. Fig. 322, S. 153), welche den Eingriff der einander gegenüberliegenden Räder sichern. Der Handhebel *a* dient zur Betätigung des Riemenführers.

Die Bohrspindeln *b* werden gemeinsam gegen das Werkstück *s* geschoben. Sie sind zu diesem Zweck in dem auf dem Maschinenbett verschiebbaren Spindelkasten *d* zusammengefaßt. Von der ersten Vorgelegewelle aus wird die Riemenrolle *e* gedreht, deren Welle *g* das Wurmrad *f* betätigt. Dieses ist mit der Scheibe *h* fest verbunden und läßt sich zunächst mit letzterer frei um die Welle *i* drehen, kann aber mittels des an der Kurbel *k* befindlichen Handgriffes mit der Welle *i* gekuppelt werden, so daß diese durch den angegebenen Antrieb selbsttätige Drehung erfährt. Löst man durch Hervorziehen des Handgriffs die Kupplung zwischen *k* und *h*, so ist die Welle *i* mittels der Hand zu drehen. *i* dreht mittels zweier Kegelradpaare die zwei am Maschinengestell unverschieblich gelagerten Schrauben *l*, die in Muttern des Spindelkastens *d* greifen. Die zu bohrende Schiene ist in einer in Fig. 871 deutlich erkennbaren Einspannvorrichtung befestigt, die mittels der Schraube *m* quer gegen die Bohrer verschoben werden kann; ein Stirnradpaar und ein Handkreuz machen dem Arbeiter das Drehen der Schraube *m* bequem. Es ist die Verschiebbarkeit der Einspannvorrichtung in erster Linie für das genaue Einstellen des Werkstücks gegenüber den Bohrern bestimmt; sie wird aber auch für das Erzeugen länglicher Löcher benutzt. Der Rohrstutzen *n* dient zum Ableiten der Kühlflüssigkeit.

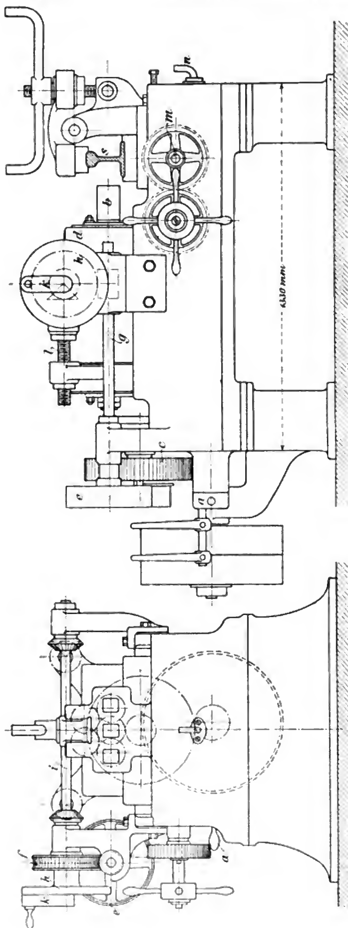


Fig. 871.

Fig. 870.

Fig. 868 ist die Vorderansicht einer mehrspindeligen Bohrmaschine, bei welcher das Werkstück gegen die Bohrer geschoben wird.[1]) Es ist der Bohrtisch *a* lotrecht an den Ständern der Maschine verschiebbar; er ruht unter Vermittlung von Rollen auf dem Keil *b*, der mit Hilfe der Schraube *c* wagerecht verschoben wird. *c* kann mittels des Handkreuzes *d* rasch gedreht werden, oder mittels des Rades *e* selbsttätig, und zwar unter Vermittlung eines Stufenrollenpaares, durch welches die zutreffende Zuschiebungsgeschwindigkeit gewonnen wird.

Bei der durch Fig. 872 bis 874 dargestellten Maschine[2]) schiebt man ebenfalls die Werkstücke den Bohrspindeln entgegen. Erstere sind dünne Schienen, die in Furchen der Walze *L* befestigt werden. Nach Fig. 874 erfolgt diese Befestigung der Werkstücke *w* durch Keile *c* und Gegenkeile *b*. Die letzteren werden durch eine mit Vorsprüngen *a* versehene Stange verschoben; um kleine Verschiedenheiten in der Breite der Werkstücke auszugleichen, wirken die Vorsprünge beim Anziehen der Keile unter Vermittlung von Federn.

In dem Balken *A* (Fig. 872 u. 874) sind 162 Spin-

[1]) Z. 1896, S. 551, mit Abb.
[2]) Z. 1895, S. 1498, mit Abb.

deln in zwei Reihen gelagert und werden durch eine gemeinsame, an den Spindeln ausgebildete, Kurbeln umgreifende Platte (vgl. Fig. 869) von den drei namentlich in Fig. 873 erkennbaren stehenden Wellen gedreht. Die Weite der zu bohrenden Löcher beträgt $^1/_{16}$" engl. (∼ 1,5 mm), ihr Abstand $^1/_2$" (∼ 13 mm); die Bohrer drehen sich minutlich 1200 mal.

Die Trommel *L* ist an dem lotrecht verschiebbaren Querstück *M* drehbar gelagert; letzteres wird durch Daumenscheiben *N* gehoben und hinabgelassen. An der Welle dieser Daumenscheiben sitzt eine Scheibe *F* mit

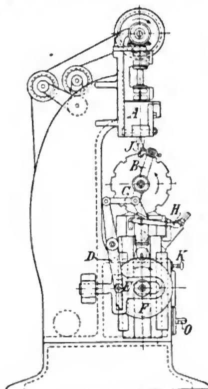


Fig. 872.

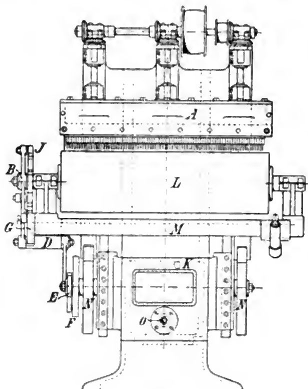


Fig. 873.

krummer Nut, welche einen Schieber *E* wagerecht bewegt, und dieser wirkt durch den doppelarmigen Hebel *D*, die Stange *C* und den Hebel *B* auf die Sperrklinke *J*, welche bei jeder Drehung der Scheibe *F* einmal hin- und herschwingt und dabei die Trommel *L* um eine Teilung weiter dreht. Damit die Trommel und das in ihr befestigte Werkstück bei dieser Schaltbewegung die genau richtige Lage annimmt, greift der Kopf des durch eine Feder nach oben gedrückten Schiebers *G* in eine Lücke des Sperrrades (vgl. Fig. 473, S. 222) und um demnächst die Trommel *L* wieder drehbar zu machen, drückt die am unteren Ende von *B* angebrachte, fußartige Verlängerung gegen einen Vorsprung des Riegels *G* und schiebt ihn zurück. Man kann, um *L* mittels der Hand willkürlich zu drehen, den Riegel *G* mittels des Handhebels *H* zurückschieben. Die Welle, auf welcher die Daumenscheiben *N* und die Scheibe *F* sitzen, wird von der oben liegenden Hauptwelle der Maschine aus — durch die kleine, in Fig. 873

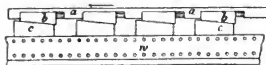


Fig. 874.

rechts belegene Rolle — angetrieben; es kann der Betrieb durch den Knopf *K* ausgerückt werden. Mit Hilfe eines auf das Vierkant *O* gesteckten Schlüssels läßt sich dann die in Rede stehende Welle mittels der Hand drehen.

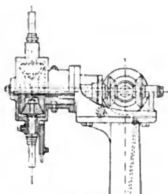


Fig. 875.

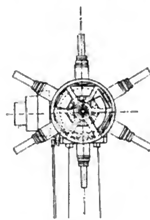


Fig. 876.

Ein hübsches Beispiel einer Maschine, bei welcher die Zuschiebung durch die Bohrspindeln bewirkt wird, enthält die unten verzeichnete Quelle.[1])

Man hat den Grundgedanken des Stahlwechsels (S. 327) auch für Lochbohrmaschinen verwertet.

Es soll z. B. eine Zahl gleichartiger Werkstücke gebohrt und dieses Loch alsdann mit einer Versenkung versehen oder sonst ausgeräumt werden. Zu diesem Zweck[2]) sind zwei Bohrmaschinen und eine Ausrichtspitze gegenüber einem drehbaren Bohrtisch so angebracht, daß diese drei in bezug auf die Drehachse des Bohrtisches gegeneinander genau je 120° einschließen. Unter der Ausrichtspitze wird das Werkstück befestigt, dann durch Drehen des Bohrtisches unter den ersten, hierauf unter den zweiten Bohrer gebracht, fortgenommen und durch ein neues Werkstück ersetzt.

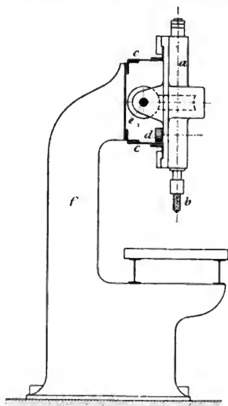


Fig. 877.

Quint[3]) hat sich unmittelbar dem bei Drehbänken meistens gebräuchlichen Stahlwechsel angeschlossen, indem er (nach Fig. 875 und 876) eine Zahl von Bohrern in einem drehbaren Kopfe strahlenartig lagert. Die Bohrspindeln werden durch Reibkegel angetrieben und zwar, um einseitige Drücke möglichst zu vermeiden, durch zwei sich entgegengesetzt drehende Reibkegel. Zu diesem Zweck sitzt einer derselben auf einer hohlen, der andere auf einer in ersterer steckenden Welle, und drei andere Reibkegel, von denen der mittlere durch eine Stufenrolle angetrieben wird, drehen die beiden Wellen im entgegengesetzten Drehsinne. Die Drehachse des die Bohrspindeln enthaltenden

[1]) American Machinist, Nov. 1895, S. 943, mit Abb.
[2]) The Iron Age, 21. März 1895, S. 587, mit Schaubild.
[3]) Z. 1892, S. 1260, mit Abb.

Kopfes liegt etwas über der Achse der ineinander steckenden Wellen, so daß je nur der nach unten gerichtete Bohrer gedreht wird. Der neben dem nach unten gerichteten Bohrer in Fig. 876 gezeichnete Stift dient als Anschlag für die Lochtiefe.

Eine Sonderheit bilden ferner die Nietlochbohrmaschinen.

Man kann sie in drei Gruppen zerlegen, nämlich in solche für Eisenbau, für Schiffsplatten und für Dampfkesselplatten bzw. -mäntel. Die erstere Gruppe kennzeichnet sich durch den Umstand, daß die Achsen sämtlicher zu bohrender Löcher zueinander gleichlaufend sein sollen, oft weit voneinander entfernt sind und die Schwere der Werkstücke mindestens wünschen läßt, daß der Bohrer alle Verschiebungen ausführt. Man findet sie in Gestalt langer (30 m, ja noch mehr) wagerechter Balken, an denen die eigentlichen Bohrmaschinen verschiebbar angebracht sind, z. B. nach Fig. 877. *a* deutet die Lagerung der Bohrspindel *b* an. *c* bezeichnet den aus Winkeleisen und Blech hergestellten Balken, an dem der Spindelkasten *a* wagerecht zu verschieben ist, und zwar mittels einer festen Zahnstange, in welche das an *a* gelagerte Zahnrad *d* greift. *e* ist eine langgenutete Welle, die zum Antriebe der Bohrspindel *b* dient. Die *C*-förmigen Böcke *f* tragen oben den Balken *c* und unten ein als Bohrtisch dienendes Gebälk.

Dem Antriebe durch eine langgenutete Welle zieht man oft den Seilantrieb vor.

Um die Bohrspindellagerung auch winkelrecht zum Balken *c* wagerecht verschieben zu können, setzt man auf diesen Balken Schlitten mit hervorragendem Arm, an welchem je ein Spindelkasten verschoben werden kann, und befestigt den Balken *c* an die Ständer der Werkstatt. Es kommt auch vor, daß an dem wagrechten Balken *c* eine Anzahl Kranbohrmaschinen befestigt sind, ja daß man den Balken mit den Kranbohrmaschinen fahrbar macht.[1])

Bei der zweiten Gruppe ist die Dicke der Werkstücke meistens gering und letztere sind oft gekrümmt. Ersterer Umstand läßt eine geringe Ungenauigkeit in der Achsenrichtung der Löcher zu, letzterer macht sie fast unvermeidlich. Demgemäß sind die Gestelle der Bohrmaschinen meistens leichter gehalten. Auch die geringere Größe der Werkstücke übt einen gewissen Einfluß. So findet man in dieser Gruppe am Gebälk befestigte, an der Decke der Werkstätte hängende (vgl. Fig. 863, S. 415) oder an torartigen Gerüsten angebrachte Bohrmaschinen, unter denen die Werkstücke auf Rollentischen oder Wagen verschoben werden. Aber auch an leichten Fahr- (S. 414) oder Drehkranen werden Bohrmaschinen angebracht, welche den ruhenden Werkstücken gegenüber verschoben werden. Fig. 878 und 879[2]) stellen eine solche mit einem Drehkran verbundene Bohrmaschine dar. Der Kran besteht aus zwei 150 mm hohen *u*-Eisen *A*, einer schrägen Zugstange und Verbindungsstücken; er ist um zwei an der Wand *D* befestigte Zapfen drehbar. Der obere dieser Zapfen ist in ganzer Länge durchbohrt, um die lotrechte Antriebswelle *F* aufnehmen zu können. Die eigentliche Bohrmaschine *B* ist auf den Auslegerbalken *A* fahrbar, und zwar kann sie hier einen 2750 mm langen Weg zurücklegen. Eine Feder sucht die Bohrspindel nach oben zu schieben, mit Hilfe eines Handhebels

[1]) Z. 1895, S. 900, mit Schaubild.

[2]) Industries, Juni 1889, S. 532, mit Abb. Engineering, Mai 1891, S. 283, mit Schaubild. The Iron Age, 3. Okt. 1895, S. 698, mit Schaubild.

wird letztere gegen das Werkstück *E* gedrückt. Da — namentlich beim Versenken der Löcher — die Gefahr vorliegt, daß der Druck, welcher in der Achsenrichtung auf den Bohrer wirkt, die Bohrmaschine von ihren Bahnen *A* abhebt, so ist rechts von der Bohrspindel (in bezug auf Fig. 878) mit dem Handhebel ein Rollenpaar verbunden, welches von unten gegen *A* drückt, also die eigentliche Bohrmaschine von jenem Druck entlastet.

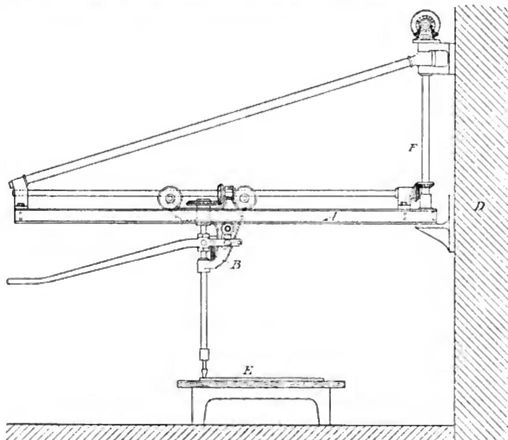


Fig. 878.

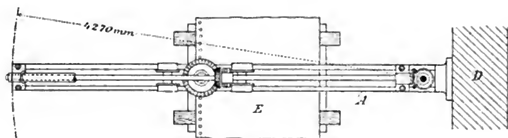


Fig. 879.

Der Arbeiter bewirkt, die Handhabe des Hebels erfassend, nicht allein das Zuschieben des Bohrers, sondern auch das Verschieben der Bohrmaschine und Drehen des Kranes. Die Werkstücke *E* werden auf geeignete, auf den Fußboden gestellte Böcke gelegt.

Für den vorliegenden Zweck sind auch diejenigen Kranbohrmaschinen beliebt, deren Ausleger ein Gelenk enthalten (Fig. 862, S. 414).

Von der dritten Gruppe verlangt man genauere Arbeit; sie ist möglich, weil die Löcher meistens genau gleichlaufend zueinander, oder nach einem gemeinsamen Punkte gerichtet sein sollen.

Die Maschinen zum Bohren bzw. zum Ausschneiden der Löcher in Rohrplatten haben mit der in der ersten Gruppe zusammengefaßten manches gemeinsam; sie unterscheiden sich von jenen zuweilen dadurch, daß man auch die Werkstücke verschiebbar macht.[1])

Man versteht unter Nietlochbohrmaschinen[2]) der Dampfkessel insbesondere solche, welche die Löcher in die zusammengelegten Bleche bohren, so daß die für ein Niet bestimmten Löcher gewissermaßen ein einziges bilden. Es werden zu diesem Zweck die Bleche — mittels Schrauben, die in einigen zu diesem Zweck voher gebohrten Löchern stecken, und mittels Zwingen — aneinander geheftet und bilden demgemäß ziemlich umfangreiche Werkstücke.

Diese werden auf Rollen liegend unter eine oder mehrere Kranbohrmaschinen gebracht und so gedreht, daß die Achsen der zu bohrenden

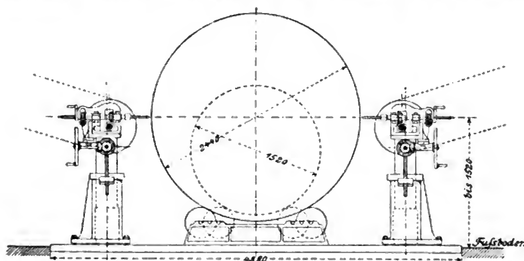


Fig. 880.

Löcher durch die Achse des Kessels gehen. Das erfordert ziemlich viel Handarbeit und zeitweises Heranziehen von Hilfsarbeitern; gleichzeitig sind die Kranbohrmaschinen verhältnismäßig teuer.

Letzteren Umstand vermeidet eine Maschine von **De Bergue & Co.** in Manchester;[3]) Fig. 880 stellt ihre Gesamtanordnung dar. Der größte zu bearbeitende Kessel hat 2440, der kleinste 1520 mm Durchmesser. Die liegenden Bohrmaschinen sind in Köpfen röhrenartiger Körper gelagert, letztere in hohlen Böcken senkrecht verschiebbar und mit diesen an irgend einer Stelle der gemeinsamen Grundplatte zu befestigen, so daß jede Bohrspindel an den geeigneten Ort und in die erforderliche Lage gebracht werden kann. Jede der Bohrmaschinen — es sind an jeder Seite deren fünf aufgestellt — wird für sich angetrieben.[4])

---

[1]) Engineering, Aug. 1887, S. 147; Juli 1888, S. 88. The Engineer, Januar 1897, S. 45, sämtlich mit Schaubild.

[2]) Z. 1895, S. 1201, mit Abb.

[3]) The Engineer, Juni 1890, S. 501, mit Abb.

[4]) Vgl. auch **Dallet & Co.**, Iron, Jan. 1888, S. 68, mit Schaubild.

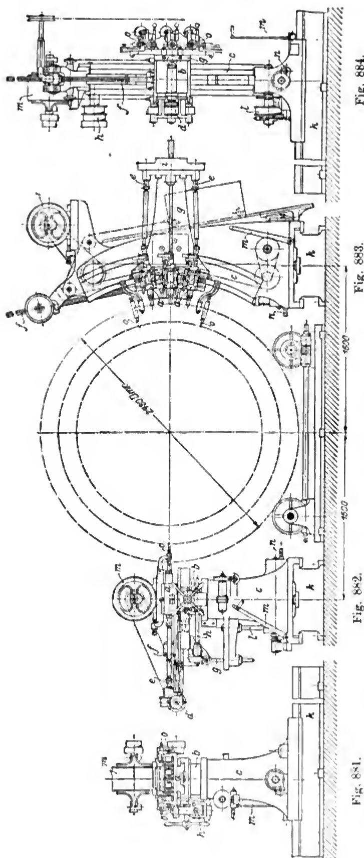


Fig. 881. Fig. 882. Fig. 883. Fig. 884.

Hierher gehört die Bohrmaschine von **Karl Klingeltöffer**.[1]) Nach Fig. 882 und 883 ist links und rechts von der den Kesselmantel tragenden Rollenbahn je ein Bett *k* angebracht, von denen das eine die Bohrmaschine für die Längsnähte, das andere diejenige für die Quernähte enthält.

Die erstere Bohrmaschine (Fig. 881 und 882) enthält drei zueinander gleichlaufende Bohrspindeln, die gemeinsam gegen das Werk geschoben, und von ihm zurückgezogen werden. Das Lager der mittleren Spindel verläßt im übrigen seinen Ort nicht, diejenigen der beiden äußeren können dagegen in der Querrichtung so verschoben werden, daß ihre Achse von derjenigen der mittleren 75 bis 180 mm beträgt. Zeiger an den Lagern und Maßstäbe erleichtern das Einstellen. Die Lager befinden sich in einem Schlitten *a*, der in Führungen des Körpers *b* quer gegen die Kesselmantelachse um 450 mm verschoben werden kann. *b* ist in dem Ständer *c* lotrecht zu verschieben.

Der Antrieb geht von dem $2^{1}/_{2}$ bis 3-pferdigen Drehstrommotor *m* aus, welcher

[1]) Z. 1903, S. 345, mit Abb.

fest auf dem Schlitten *a* sitzt. Er treibt durch Stufenrollen und Riemen die Welle *d*, die durch Wurme und Wurmräder drei Spindeln *e* dreht. Die mittlere dieser Spindel ist lang und dient gleichzeitig als mittlere Bohrspindel, die beiden äußeren Spindeln sind mit den äußeren Bohrspindeln durch Kreuzgelenke[1]) verbunden. Um den Schlitten *a* selbsttätig vorzuschieben, ist die mittlere Bohrspindel an ihrem hinteren Ende langgenutet und dreht vermöge dessen das sie umschließende, am Kopf von *b* gelagerte Kegelrad *f*. Dieses betätigt die stehende Welle *g*. Von hieraus wird durch Zwischenräder die Welle *h* gedreht, die durch Wurm und Wurmrad eine liegende, mittels Zahnrades auf die Zahnstange des Schlittens *a* wirkende Welle in Umlauf setzt. Sind die Bohrer in bezug auf Fig. 882 genügend weit nach rechts verschoben, so wirkt ein an *a* einstellbarer Frosch auf die obere Hälfte des Hebels *i*, an dem bis dahin das rechtseitige Lager der Welle *h* hing, und veranlaßt dadurch das Senken des Lagers, womit die selbsttätige Zuschiebung ausgerückt wird. Man kann dann den Schlitten *a* mittels Handkreuzes rasch verschieben. Es ist auch die Verschiebung des Ständers *c* am Bett *k* mittels Maschinenkraft vorgesehen, indem die Welle *g* durch Zwischenräder die Welle *l* und diese weiter eine liegende Welle dreht, deren Zahnrad in eine an *k* feste Zahnstange greift. Ist dieser Betrieb mit Hilfe des Hebels *m* ausgerückt, so kann man den Ständer *c* mittels eines auf die Welle *n* gesteckten Schlüssels verschieben. Man findet beim Verschieben die richtige Lage des Ständers *c* anhand eines der einstellbaren Merkstifte *o*.

Die Nietlöcher der Quernähte sollen möglichst genau nach der Kesselmitte gerichtet sein. Bei der vorliegenden Maschine (Fig. 883 und 884) wird nur der mittlere der drei übereinander liegenden Bohrer genau auf die Kesselmitte gerichtet; die beiden äußeren Bohrerachsen gehen nur bei mittlerem Bohrerabstande (80 bis 200 mm) durch die Kesselachse. Die hierdurch veranlaßten Abweichungen von der richtigen Lage der Löcher sind geringfügig genug, um sie zugunsten einfacher Bauart und Bedienung vernachlässigen zu können.

Der Ständer *c* (Fig. 883 und 884), welcher auf dem Bett *k* verschiebbar ist, enthält bogenförmige Führungen, deren Mittelpunkt in der Kesselmitte liegt. An diesen Führungen gleitet die im Grundriß winkelförmige Platte *b*. Sie hängt an über Rollen geführten Ketten, die mit Gegengewicht versehen sind, und kann durch die Schraube *f* längs der Führung verschoben werden. An dieser Winkelplatte *b* ist die Platte *g* in der Richtung eines Kesselhalbmessers um 350 mm zu verschieben und auch festzustellen. *g* ist mit bogenförmigen Aufspannuten versehen, an welchen die Lager *a* der Bohrspindeln eingestellt werden. Es sind ferner mit *g* die Merkstifte *o* einstellbar verbunden, mit denen man bei Gesamtverstellungen die richtige Lage der Bohrer rasch findet. Wegen ihrer schrägen Lage sind diese Merkstifte in ihren Hülsen verschiebbar.

Der Antrieb geht von dem $2^1/_2$- bis 3 pferd. Motor *m* aus. Er treibt die Stufenrolle *h*, die um einen festen Bolzen frei drehbar und mit einer Rolle behaftet ist, deren Riemen über eine unten belegene Leitrolle *l* und zwei an *b* gelagerte Leitrollen laufend die Rolle *d* antreibt. Die Drehungen dieser Rolle werden durch Stirnrad- und Winkelradübersetzung auf eine

---

[1]) D.R.P. No. 90016.

längs der Platte *g* gelagerte Welle übertragen, welche durch im Kasten *i* befindliches Räderwerk die Spindeln *e* und die mittlere Bohrspindel dreht. Die beiden Spindeln *e* wirken wie vorher durch Gelenkkupplungen auf die beiden äußeren Bohrspindeln. Die Zuschiebung der Bohrer ist selbsttätig, ebenso die Begrenzung der Zuschiebung; zurückgezogen werden die Bohrer mittels der Hand.

Die untere Leitrolle *l* betätigt durch endlose Kette und Räder ein Zahnrad, welches in eine am Bett *k* sitzende Zahnstange greift und zum Verschieben des Ständers *c* dient. Mit dem Hebel *m* wird dieser Betrieb ein- und ausgerückt. Man kann diese Verschiebung auch mittels eines auf

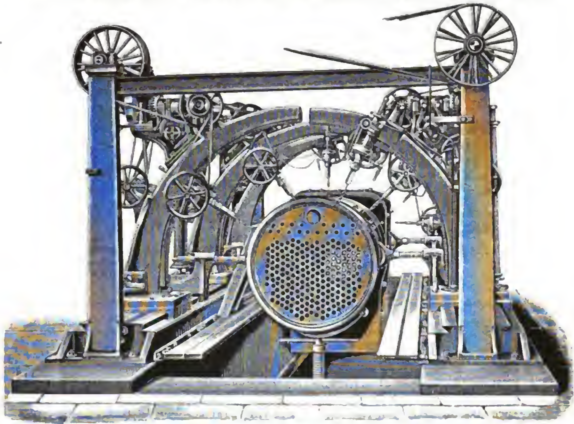


Fig. 885.

das Vierkant *n* gesteckten Schlüssels bewirken. Die zur Schraube *f* gehörige Mutter wird durch eine herabhängende endlose Kette gedreht.

Die Bohrmaschinen sind eingerichtet, um bis 26 mm weite Löcher zu bohren. Ist der verlangte Abstand der Löcher sehr klein, so wird mit einem Bohrerabstand gleich dem doppelten Lochabstand gearbeitet. Es sollen die Maschinen in zehnstündiger Schicht — und zwar mit Leichtigkeit — 600 Löcher bohren können.

Die Lage der Kessel ist eine sicherere, wenn man diese nicht auf Rollen ruhen läßt, sondern wirklich festlegt, dagegen die Bohrmaschinen derartig verstellbar macht, daß durch sie allein die richtige gegensätzliche Lage gewonnen werden kann. Derartige Bohrmaschinen verwendete man für die röhrenförmigem Streben der Forth-Brücke,[1]) und eine verwandte An-

[1]) Z. 1885, S. 463, mit Abb., nach The Engineer, Jan. 1885, S. 54, mit Abb.

ordnung findet man bei der Lokomotiv-Kesselmantel-Bohrmaschine von C. M. Davies.[1]) Fig. 885 ist ein Schaubild, Fig. 886 eine geometrische Darstellung dieser Maschine. Der zu bohrende Kessel ruht auf Lagern, welche durch Schrauben in lotrechter Richtung einzustellen sind; links und rechts sind Böcke *f* angebracht, welche gestatten, mittels Schrauben *e* den Kessel *a* (Fig. 886) wagerecht zu verschieben und in der ihm gegebenen Lage festzuhalten. Auf den beiden Längsmauern der Grube, über welcher der Kessel liegt, sind Betten *b* befestigt, auf denen je drei Ausleger *c* stehen. Jeder der sechs Ausleger trägt eine Bohrmaschine *d*. Die Ausleger *c* sind nun längs der Betten *b* zu verschieben und an den Auslegern die Bohrmaschinen *d*, so daß die Richtung der Bohrer, wenn sie einmal richtig gewonnen ist, für sämtliche Löcher des trommelförmigen Mantels ohne weiteres durch die Achse des Kessels geht. Um aber auch die Feuerbüchse bohren zu können, ist jeder Ausleger *c* auf seinem Schlitten *g* um eine lotrechte Achse zu drehen und jede Bohrspindel *i* mit ihrem Spindelkasten in der Ebene des zugehörigen Auslegers schräg zu stellen. Man kann so zunächst sämtliche über der Kesselmitte liegenden Löcher und nach Drehung des Kessels um 180° sämtliche übrigen Löcher bohren. Über der Maschine und mit den Betten *b* ist ein — aus Fig. 886 fortgelassenes — Gebälk angebracht, welches das Triebwerk trägt. Von diesem aus werden die einzelnen Bohrmaschinen durch Riemen betrieben, denen man durch Spannrollen die erforderliche Straffheit verleiht. Die Bohrer werden selbsttätig vorgeschoben und können rasch zurückgezogen werden. In der Quelle ist angegeben, daß 1000 Stück gegen 21 mm weite Löcher eines Lokomotivkessels in 16 Stunden gebohrt sind, und zwar mit nur vier Bohrern; das Einbringen und Befestigen der Kessel ist in diese Zeit eingerechnet. Die Bohrer machen minutlich 150 bis 160 Drehungen und werden für jede Drehung um 0,18 mm zugeschoben; man verwendet gewöhnliche Spitzbohrer.

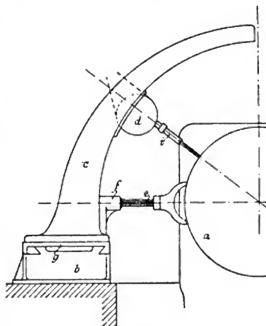


Fig. 886.

Bei einer anderen Maschinenart[2]) wird der zusammengeheftete Kesselmantel *A* (Fig. 887 und 888) so an einen Kranhaken gehängt, daß der Wirbel des letzteren in die lotrechte Achse des Kessels fällt, und dieser in die Öffnungen zweier *U*-förmiger Gestelle *B* — es ist nur eins derselben gezeichnet — greift. Letztere sind, um sie verschiedenen Kesselweiten anpassen zu können, auf einem festen Bett *C* verschiebbar. *D* ist die gemein-

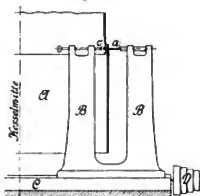
[1]) Indian Engineer, 12. Jan. 1895, S. 17, mit Schaubild. Le Génie civil, 12. Jan. 1895, S. 161, mit Schaubild.

[2]) Iron Age, Jan. 1895, S. 58, mit Abb.

same Antriebsrolle. Auf dem äußeren Arm von *B* ist eine Bohrspindel *a* gelagert, welche zum Bohren der Löcher bestimmt ist, auf dem inneren Arm eine solche *b* (Fig. 888), die versenken oder doch den Grat am inneren Lochrand beseitigen soll. Um den Kesselmantel sicher fest zu halten, sind links und rechts von der Spindel *b* Stifte *c* angebracht, welche durch ein geeignetes Hebelwerk nach außen geschoben werden. Die Bedienung jedes Bockes *B*, also einer äußeren und einer inneren Bohrspindel, erfordert einen Arbeiter, und im allgemeinen ist ein dritter Arbeiter für die Bedienung des Kranes notwendig.

Die bisher erörterten Nietlochbohrmaschinen für Kesselmäntel setzen voraus, daß die Löcher vorgezeichnet und stark angekörnt sind. Das läßt sich entbehren, wenn man die Mantelteile auf einer liegenden Planscheibe befestigt und diese auf Grund einer Teilvorrichtung ruckweise dreht, sowie — für die Längsnähte — die Bohrer nach Maß lotrecht verrückt.

Fig. 887.



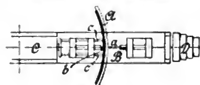


Fig. 888.

Man stellt zu dem Zweck einen oder zwei Ständer neben der Planscheibe auf und verschiebt an diesen Schlitten, welche eine oder mehrere liegende Bohrspindeln erhalten. Es sei erwähnt, daß diese Bohrmaschinen auch zum Abdrehen der Schmalseiten der Kopfplatten dienen können, indem man der Planscheibe einen geeigneten Antrieb gibt und ein Stichelhaus neben ihr anbringt.

Die einfachste Lösung besteht darin, daß zwei einander gegenüber angebrachte Ständer mit je nur einer Bohrspindel ausgestattet sind,[1]) weil alsdann ohne Umstände die Richtung des Bohrers in die Halbmesserrichtung des Kesselmantels gelegt werden kann. Es bedarf dann jeder Bohrer zu seiner Überwachung eines Arbeiters.

Eine andere Maschine[2]) enthält an einem der Ständer zwei übereinander gelagerte Bohrspindeln, um die Löcher der Längsnähte paarweise bohren zu können.

Booth & Co.[3]) stellen zwei Ständer, welche je eine einspindlige Bohrmaschine tragen, nebeneinander und geben den Ständern Drehbarkeit um eine lotrechte Achse, so daß die Bohrerrichtung für jeden Kesselhalbmesser passend eingestellt werden kann. Den Ständern gegenüber ist ein Stichelhaus für das Abdrehen der Kesselböden angebracht. Die Maschine von Thomas & Co.[4]) unterscheidet sich von der vorigen hauptsächlich dadurch, daß an jedem Ständer zwei und zwar voneinander unabhängige Bohrspindeln angebracht sind.

---

[1]) Rushworth & Co., Engineering, Dez. 1884, S. 586. Booth & Co., Engineering, April 1891, S. 475, beide mit Schaubildern.
[2]) Kendal & Gent, Engineering, Juni 1886, S. 619, mit Schaubild.
[3]) Engineering, Okt. 1885, S 419, mit Schaubild.
[4]) Industries, März 1890, S. 300, mit Schaubild.

Rushworth & Co.[1]) verwenden (nach Fig. 889) zwei Ständer an einander entgegengesetzten Seiten der Planscheibe und bringen an jedem Ständer zwei nebeneinander liegende Bohrspindeln an. Es ist die Aufgabe, die Richtung beider Bohrspindeln durch die Achse des Kesselmantels zu legen, nur annähernd gelöst. Man hat die beiden nebeneinander liegenden Bohrspindeln so gegeneinander geneigt, daß ihre Achsen in der Mitte des Werkstücks sich kreuzen, sobald die Bohrerspitzen um 1,07 m von dieser Mitte entfernt sind und ihr Abstand 90 mm beträgt. Bei anderen Werkstückhalbmessern und Bohrerentfernungen weicht die Achsenrichtung von der eigentlich zu verlangenden mehr oder weniger ab. Man kann den Abstand



Fig. 889.

der Bohrerspitzen von 90 bis 130 mm ändern, die Bohrspindeln 1320 mm senkrecht verschieben und bis zu 2440 mm weite Mäntel bohren. Die Spindeln sind 50 mm dick, um 150 mm selbsttätig vorzuschieben und mittels der Hand rasch zurückzuziehen.

Eine ähnliche Maschine[2]) löst die vorliegende Aufgabe noch weniger gut.

Weit besser erscheint die Einrichtung, welche S. Dixon in einem Vortrage in der Institution of Mechanical Engineers beschrieben hat.[3])

Fig. 890 und 891 stellen diese Einrichtung für den Fall dar, daß ein

---

[1]) Engineering, Okt. 1886, S. 420, mit Schaubild.
[2]) Campbells & Hunter, Engineer, Juni 1884, S. 430, mit Schaubild.
[3]) Iron Age, Jan. 1895, S. 55, mit Abb.

Ständer *a* mit zwei Bohrspindeln *D* ausgerüstet werden soll. An Leisten des Ständers *a* ist der Winkel *b* mit Hilfe einer geeignet angebrachten Schraube lotrecht verschiebbar; die Bohrspindellagerungen *c* ruhen auf der wagerechten Platte des Winkels *b* und erfahren eine Führung in dem Schlitz dieser Platte vermöge je eines Zwischenstücks *i*, um dessen nach oben ragenden Zapfen der einzelne Lagerkörper sich zu drehen vermag. Zwei links und rechts von der Platte gelagerte Schrauben *d* sind zur Hälfte mit linksgängigem Gewinde versehen, welches in an *c* sitzende Muttern greift. Dreht man eine dieser Schrauben, so verschiebt sie die betreffenden Enden der Bohrerlager in gleichem Grade nach innen oder außen. Beide Bohrer haben daher, wenn sie von Haus aus richtig lagen, in jeder Stellung, welche sie einzunehmen vermögen, gleiche Neigung zu der Mittellinie *ef* (Fig. 891); diese Mittellinie geht aber durch die lotrechte Achse der Planscheibe und des Kesselmantels. Es ist sonach das Einstellen der Bohrspindelrichtung zu dem jeweiligen Kesselmantelhalbmesser leicht auszuführen. Den von der stehenden Welle *h* ausgehenden Betrieb der Bohrspindeln stellen die Abbildungen genügend deutlich dar.

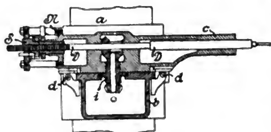


Fig. 890.

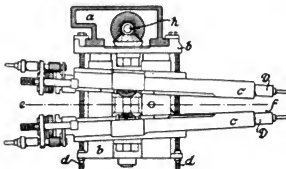


Fig. 891.

Derselbe Dixon hat die durch Fig. 892 und 893 im Auf- und Grundriß dargestellte Kesselmantelbohrmaschine gebaut. Sie ist rechts mit fünf Bohrspindeln für Längsnähte versehen, so daß ein Arbeiter je fünf Bohrer überwachen kann. Auf der linken Seite der Abbildungen sieht man die eigentlichen Bohrmaschinen für die Quernähte auf einem wagerechten Balken angebracht, welcher an zwei Ständern lotrecht verschoben werden kann. Die Bohrmaschinen sind auf diesem Balken ähnlich verschiebbar, wie durch Fig. 890 und 891 dargestellt wurde; es fehlen jedoch die beiden Einstellschrauben, so daß das Einstellen unmittelbar durch die Hand stattfindet. Nach dem Einstellen schraubt man die Bohrmaschinen natürlich fest. Den Antrieb der Bohrer vermittelt eine lange liegende Schraube, welche zunächst Wurmräder betätigt; mit diesen sind Kegelräder verbunden, die in Kegelräder der Bohrspindeln greifen. Der Angriff so vieler Bohrer auf derselben Seite würde starke Federungen des auf der Planscheibe befestigten Kesselmantels veranlassen, weshalb im Innern des Kesselmantels ein Gegenhalter angebracht ist. Zugunsten dieses Gegenhalters ist — statt einer vollen Planscheibe — ein Ring zum Befestigen des Werkstücks verwendet, welcher den für die Säule des Gegenhalters erforderlichen Raum freiläßt. Die rechte Seite der Abbildungen bedarf einer Erläuterung nicht. Da die Bohrer zueinander gleichlaufend liegen, so ist ihre Einrichtung und ihr Betrieb einfach. Es sei noch bemerkt, daß die Maschine sowohl mit Einteilvorrich-

tungen für die Löcher, als auch mit Maßstäben ausgestattet ist, vermöge welcher die richtige Lage der Ständer und der Bohrspindeln rasch und genau gewonnen werden kann.

Für das Bohren zickzackförmig gegeneinander liegender Löcher schlägt Dixon die Anordnung zweier Bohrspindeln nach Fig. 894 vor. Am Stän-

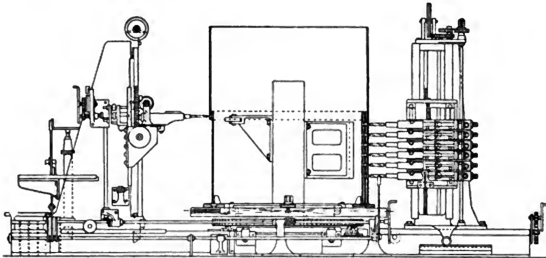


Fig. 892.

der *a* ist die Winkelplatte *b* lotrecht verstellbar. Diese Winkelplatte trägt zwei Bohrspindellagerungen, von denen die eine an der Winkelplatte nur lotrecht, und zwar so, daß die Bohrspindel immer wagerecht bleibt, die andere nur wagerecht verstellbar ist; die letztere Bohrspindel kann man in wagerechter Ebene auch schräg einstellen. So ist möglich, ein Löcherpaar

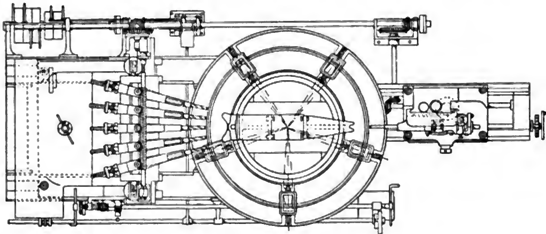


Fig. 893.

gleichzeitig zu bohren, entweder wenn die beiden Löcher so gegeneinander liegen, wie Fig. 894 angibt, oder wenn sie gerade übereinander, oder endlich, wenn sie in einer wagerechten Ebene nebeneinander liegen. Es sind also sowohl die Löcher der Quer- als Längsnähte für einfache als auch für zweireihige Vernietung zu bohren.

Eine Nietlochbohrmaschine für Flammrohrflanschen zeigt das Schau-

bild Fig. 895.[1]) Zwei zusammengehörige Flammrohrschüsse sind auf einer liegenden Planscheibe befestigt, welche durch Wurm und Wurmrad von der ganz rechts in der Figur sichtbaren Teilvorrichtung aus gedreht wird. Durch Einschalten verschiedener Wechselräder gewinnt man die verlangte Einteilung mittels je einer ganzen Drehung des liegenden Spillrades. Die beiden Bohrmaschinen werden durch das rechts sichtbare Handrad gemeinsam verschoben. Es sind die Bohrspindeln im übrigen mit selbsttätigen Zuschiebungsvorrichtungen versehen. Bemerkenswert ist, daß über jedem Bohrer ein nach oben gerichteter Versenker liegt, welcher zum Beseitigen des am unteren Rande sich bildenden Grates dient, ferner, daß jeder Bohrer mit einem Versenker versehen ist, welcher am oberen Lochrande den Grat beseitigt.

Fig. 894.

Die selbsttätige Zuschiebung der Bohrer solcher Kesselmantelbohrmaschinen soll einfach zu bedienen und der rasche Rückgang leicht und doch sicher zu erreichen sein. Man begnügt sich deshalb

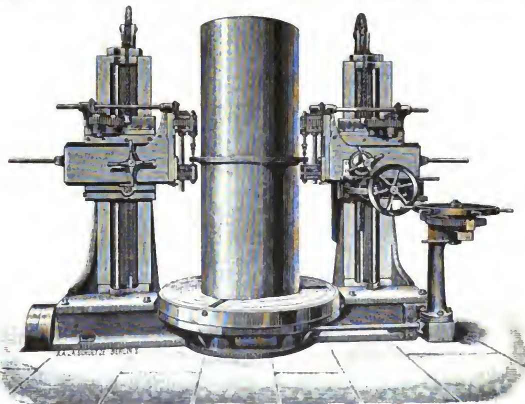


Fig. 895.

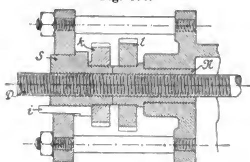
meistens mit nur einer Zuschiebungsgeschwindigkeit (0,13 bis 0,18 mm für jede Bohrdrehung) und läßt das Zurückziehen durch eine Feder bewirken, nachdem die selbsttätige Zuschiebung selbsttätig ausgelöst ist.

S. Dixon[2]) verwendet für die durch Fig. 890 und 891 abgebildeten Maschinen eine Einrichtung, welche die Fig. 896 und 897 darstellen. Die

[1]) Booth & Co., Iron, Dez. 1891, S. 532, mit Schaubild.
[2]) Iron Age, Jan. 1895, S. 59.

Bohrspindel *D* ist an ihrem Schwanzende mit flachgängigem Gewinde versehen, in welches die unverschieblich gelagerte Mutter *N* greift. Auf *D* steckt die Büchse *S*, welche ohne Gewinde ist und mit einer Leiste in eine lange Nut der Bohrspindel *D* greift, so daß beide sich nur gemeinsam drehen können. Mit *S* ist nun mittels eines Sperrkegels *i* das Zahnrad *k* so verbunden, daß bei Rechtsdrehung von *D* und *S* das Rad *k* mitgenommen wird, bei umgekehrter Drehrichtung aber der nachgiebige Sperrkegel *i* über die seitliche Verzahnung des Rades *k* hinweggleitet. *k* steht durch die in ihrer Größe voneinander ein wenig verschiedenen Räder *m* und *n* mit dem auf der Mutter *N* festen Rade *l* in Verbindung, so daß die Spindel *D* beim Rechtsdrehen langsam vorgeschoben wird. Beim Linksdrehen der Spindel ruht aber das Räderwerk *m n k l*, so daß sie sich in der ruhenden Mutter rasch zurückzieht.

Fig. 896.



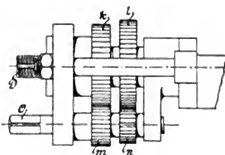


Fig. 897.

Die Spindel *o* kann durch einen aufgesteckten Schlüssel gedreht und dadurch die Handzuschiebung der Bohrspindel bewirkt werden.

Es fordert also diese Dixonsche Zuschiebung ein Kehrgetriebe in dem Antriebe der Bohrspindel, gibt aber damit dem Arbeiter die Möglichkeit, sicher und rasch zu steuern.

Man verwendet zum Bohren der Nietlöcher vielfach tragbare Bohrmaschinen, welche durch Riemen oder Schnüre, Druckluft, Druckwasser oder den elektrischen Strom angetrieben werden. S. 415 finden sich Quellenangaben derartiger Maschinen.

Eine solche Maschine, nämlich diejenige von A. Reinshagen in Langendreer i. W.,[1]) möge hier noch Platz finden. Die eigentliche Bohrmaschine *B* (Fig. 898 und 899) ist auf der hohlen Antriebswelle *A* dreh- und verschiebbar; ein Gegengewicht gleicht das einseitig liegende Gewicht der Bohrmaschine aus. Die Welle *A* ist in Querstücken *C* gelagert und wird ferner durch Lager gestützt, welche die Spreizen *D* tragen. Das Zuschieben des Bohrers findet durch das in den Bildern angegebene Handrad statt. Der Kesselmantel ruht auf Rollen, um ihm bequem eine für das Bohren der Nietlöcher geeignete Lage geben zu können. Behufs des Antriebes stecken auf der Welle *A* eine feste und eine lose Riemenrolle.

d) Ankörnmaschinen. Sie haben den Zweck, die kegelförmigen sogenannten Körnervertiefungen, in welche die Drehbankspitzen greifen (vgl. S. 134), zu erzeugen, und zwar so, daß die Drehachse der Werkstücke möglichst genau in die Mitte von deren Umfangsfläche fällt.

Demgemäß bildet eine selbstausrichtende Einspannvorrichtung (vgl. S. 130) einen wesentlichen Bestandteil dieser Maschinen, indem eine solche

[1]) D.R.P. No. 79 152.

beim Befestigen der Werkstücke diese ohne weiteres richtig vor die Bohrerspitze bringt. Diese selbstausrichtenden Einspannvorrichtungen fassen gegen die Außenfläche der Werkstücke, weshalb sie regelmäßig nur für Bolzen, Wellen und dergleichen walzenförmige Gegenstände verwendet werden können. Hier soll denn auch nur von Ankörnmaschinen für solche Werkstücke die Rede sein.

Es sind fast alle selbstausrichtenden Einspannvorrichtungen, wie sie für Futter- und Planscheiben verwendet werden, für den vorliegenden Zweck brauchbar; besonders beliebt sind die seitlich offenen, weil sie das Vorlegen und Fortnehmen der Werkstücke bequem machen. Fig. 900 und 901 stellt eine solche für kleinere Werkstücke gebräuchliche Einspannvorrichtung in zwei Ansichten dar. Ein doppelter Backen *a* und ein einfacher *b* sind in einer Tasche des Bockes *c* frei verschiebbar. Rechtwinklige Ausklinkungen dieser Backen bilden die Maulflächen. Es sind an den Backen Zahnstangen ausgebildet, in welche ein kleines, im Bock *c*

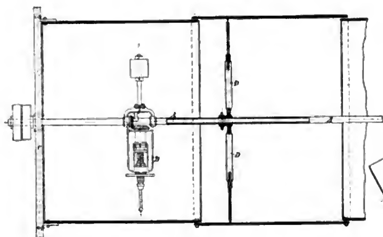


Fig. 898.

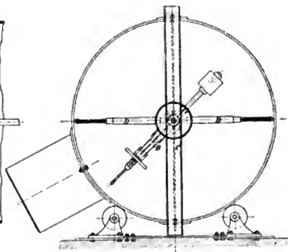


Fig. 899.

gelagertes Zahnrad greift (vgl. Fig. 900). Weil die Zahnstangen an entgegengesetzten Seiten des Rades liegen, so verschiebt letzteres den einen Backen nach rechts, wenn es den anderen nach links bewegt, und umgekehrt. Diese Verschiebungen sind dem Maß nach unter sich gleich, so daß die Achsen der eingeklemmten Werkstücke, unbekümmert um deren Durchmesser, immer an dieselbe Stelle kommen. Es ist sonach nur nötig, diese Einspannvorrichtung ein für allemal dem Werkzeug gegenüber einzustellen, um ohne weiteres durch den Schluß der Backen das Werkstück gegenüber dem Bohrer in die richtige Lage zu bringen. Das erwähnte Zahnrädchen wird mittels des Handhebels *d* gedreht, und es ist nötig, diesen Hebel so lange anzudrücken, wie die Arbeit währt. Das ist bei kleinen Werkstücken, für welche ein geringer Andruck genügt und welche in sehr kurzer Zeit angekörnt werden, nicht lästig, wohl aber für größere.

Für diese verwendet man (nach Fig. 902 und 903) zum Verschieben der Backen *a* und *b* eine Schraubenspindel *d*, welche an einem Ende rechtsgängiges, am anderen Ende linksgängiges Gewinde enthält und in an *a* und *b* ausgebildete halbe Muttern greift. Die Backen sind in dem Schlitten *c*

gut geführt, und die Aufspannvorrichtung wird mit Hilfe von am Maschinenbett *e* ausgebildeten Aufspannuten an diesem befestigt.

Da die einzuspannenden Werkstücke zuweilen außen wenig genau sind, so verwendet man häufig zwei in einiger Entfernung voneinander angebrachte Einspannvorrichtungen, um die Ungenauigkeiten auszugleichen. Am zweckmäßigsten ist, dieses Einspannen nahe den beiden Enden des Werkstücks stattfinden zu lassen und gleichzeitig beide Enden anzukörnen. So kommen sicher beide Vertiefungen in dieselbe Achse. Sparsamkeitsrücksichten lassen meistens von dieser besten Einrichtung absehen.

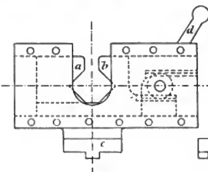


Fig. 900.

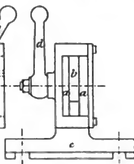


Fig. 901.

Manche Ankörnmaschinen bestehen lediglich aus einer einfachen Einspannvorrichtung und einer kleinen Bohrmaschine.[1]) Es gehört hierher die S. 393 beschriebene Bohrmaschine. Kendall & Gents Maschine[2]) unterscheidet sich dadurch von der vorigen, daß sie mit der Richtmaschine verbunden ist. Das ist auch der Fall bei der Maschine von Richards & Co.,[3]) welche außerdem gleichzeitig beide Enden der Werkstücke behandelt.

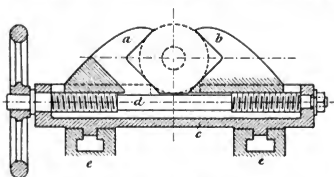


Fig. 902.

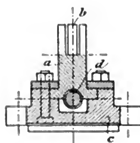


Fig. 903.

Die Gestalt der Körnervertiefung besteht nach Fig. 162, S. 84 aus einem Hohlkegel, dessen Fuß rechtwinklig zur Achse begrenzt ist, und einer Bohrung, die verhindert, daß die eigentliche Spitze dessen, was man Drehbankspitze nennt, zum Anliegen kommt. Withney verwendet für die Körnervertiefung zwei Bohrspindeln,[4]) von denen die eine, sehr rasch kreisende, nur den kleinen Bohrer enthält, während die andere mit dem Bohrer für die kegelförmige Vertiefung und für deren genaue Begrenzung an ihrem weiten Ende ausgerüstet ist. Die beiden Bohrspindeln sind in

---

[1]) Manning & Wardle, Dingl. polyt. Journ. 1870, Bd. 197, S. 398. Lefebure, Dingl. polyt. Journ. 1875, Bd. 216, S 14, mit Abb. Industries, Aug. 1889, S. 200, mit Schaubild.

[2]) Dingl. polyt. Journ. 1887, Bd. 266, S. 362, mit Schaubild.

[3]) Dingl. polyt. Journ. 1886, Bd. 262, S. 112, mit Abb.

[4]) Dingl. polyt. Journ. 1889, Bd. 271, S. 250, mit Abb. Praktischer Maschinen-Konstrukteur 1894, S. 40, mit Abb.

einem um die Antriebswelle schwenkbaren Körper gelagert und werden nacheinander vor das Werkstück gebracht. Diese Withneysche Maschine wird gern gebraucht.

Droop & Rein verwenden für die vorliegende Aufgabe nur eine Spindel,[1]) versehen diese aber mit drei je für sich herausnehmbaren und schleifbaren Werkzeugen. Fig. 904 stellt diese ineinandergesteckten Werkzeuge in Querschnitt und Seitenansicht dar. In der Mitte steckt ein Stahlstab sternförmigen Querschnitts *b*, welcher als Lochbohrer zugeschliffen ist, diesen umgibt der außen zylindrische Körper *c*, von dem zwei einander gegenüberliegende Viertel weggeschnitten sind, so daß durch Anschliff zwei zur Ausbildung der Kegelfläche geeignete Schneiden entstehen, und diesen umgibt der ebenfalls in zwei Vierteln weggeschnittene Hohlkörper *a*, der

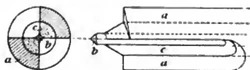


Fig. 904.

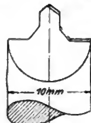


Fig. 905.

zwei zum Ebnen der Randfläche des Hohlkegels bestimmte Schneiden besitzt. Diese drei Teile stecken einfach ineinander und werden so in ein Futter geklemmt, daß sie sich nicht aneinander verschieben können. Man findet auch nach Fig. 905 gestaltete Bohrer im Handel, oder fertigt sich solche selbst an.

Fig. 906 und 907 stellen in $^1/_{10}$ wahrer Größe eine derartige von Droop & Rein gebaute Ankörnmaschine dar. Wenn beide Enden des Werkstücks bei einmaligem Aufspannen bearbeitet werden sollen, so ist eine der Spindellagerungen nebst Einspannvorrichtung in der Achsenrichtung einstellbar zu machen, um die Maschine den verschiedenen Werkstücklängen anpassen zu können. Soll nur je ein Ende des Werkstücks bearbeitet werden, so ist bei einigermaßen langen Gegenständen ein Hilfsbock für die Stützung des anderen Werkstückendes erforderlich.

Man sieht in Fig. 906 links und in Fig. 907 im Vordergrunde die selbstausrichtende Einspannvorrichtung. Zwei Schlitten werden durch links- und rechtsgängiges Gewinde einer gemeinsamen Schraubenspindel gegeneinander verschoben. Auf jedem der Schlitten sitzt ein Backen mit Ausklinkungen. Diese Backen sind um lotrechte Bolzen drehbar, so daß für dünnere Werkstücke die kleineren Ausklinkungen nach innen gekehrt werden können. Die Bohrspindel *b* steckt in einer Hülse *c* (vgl. Fig. 175, S. 82) und ist mit dieser verschiebbar, indem an der Seite von *c* eine Zahnstange ausgebildet ist, in welche ein mittels des Handhebels *e* zu drehendes Zahnrad greift. Das Schwanzende der Bohrspindel *b* ist langgenutet und steckt in der mittels langer Nabe im Maschinengestell gelagerten Antriebsriemenrolle *d*; die lose Rolle dreht sich um die nach außen verlängerte Nabe der Antriebsrolle. *a* bezeichnet das zum Festhalten der Werkzeuge dienende Futter.

[1]) Z. 1896, S. 1338, mit Abb. D.R.G.M. 59 100.

Eine auch mit nur einer Bohrspindel versehene Ankörnmaschine der Dresdner Bohrmaschinenfabrick [1]) gestattet die Drehgeschwindigkeit des Bohrers zu ändern.

Mittels der bisher beschriebenen Ankörnmaschinen ist nur die Körnervertiefung zu erzeugen und deren nächste Umgebung zu bearbeiten. Man hat nun, um die demnächstige Dreharbeit zu vereinfachen, die Ankörnmaschinen so ausgebildet, daß sie auch die volle Endfläche des Werkstücks ebnen, das letztere abstechen.[2]) Das Werkstück wird in einer hohlen Spindel mittels selbstausrichtender Futter befestigt und mit ihr gedreht, ein — oder zwei — gewöhnlicher Stichel dient zum Abstechen, und eine in der Achsenrichtung der hohlen Spindel angebrachte, besonders angetriebene Bohrspindel besorgt das eigentliche Ankörnen.

Diese Maschinen bearbeiten also die beiden Werkstückenden unabhängig voneinander, wodurch, wie oben bereits bemerkt, eine Quelle für Ungenauigkeiten entsteht. Es würde diese vermieden werden, wenn beide Enden ohne Umspannen des Werkstückes ihre Bearbeitung erführen. Es

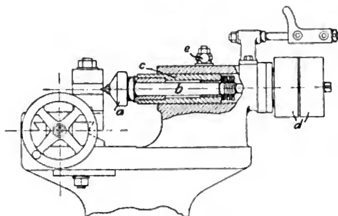


Fig. 906.

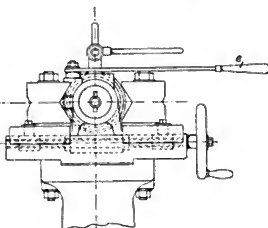


Fig. 907.

könnte das erreicht werden, indem man jedem Ende des festliegenden Werkstücks gegenüber einen Ankörnbohrer und gleichachsig mit diesem einen Schwärmer anbrächte, wobei letzterer die ebene Endfläche zu bearbeiten hätte.

e) Bohrmaschinen zum Ebnen von Flächen. Ebenso wie bei den erörterten Ankörnmaschinen die Umgebung der kegelförmigen Vertiefung geebnet wird, lassen sich auch andere Flächen ebnen. Man verwendet dieses Verfahren wohl — unter Benutzung sehr starker Lochbohrmaschinen — zum Glätten von Bindflanschen, zum Ebnen der Endflächen von Muttern überhaupt aber nur zum Bearbeiten solcher Flächen, welche gegenüber der Bohrermitte hohl sind, weil die unmittelbare Umgebung der Bohrermitte zum Spanabheben wenig taugt. Es werden Bohrer großer Breite benutzt, welche dem Zentrumsbohrer gleichen, aber ohne Spitze sind, oder gradlinige in Bohrstangen oder Bohrköpfen befestigte Schneiden. Eine hierher

[1]) Z. 1902, S. 1257, mit Abb.

[2]) Ferris & Miles, Dingl. polyt. Journ. 1877, Bd. 225, S. 543, mit Abb. Hurlbut, The Iron Age, Okt. 1890, S. 655; American Machinist, 2. Okt. 1891, S. 2, mit Abb.

gehörige Maschine, welche zum Ebnen der Mannlochränder bestimmt ist, findet man in der Quelle[1]) beschrieben.

Fig. 908 und 909 stellen eine von Ernst Schieß gebaute derartige Maschine dar, die zum Ebnen von Schienenenden bestimmt ist.

Es wird die zu bearbeitende Schiene auf eine Beilage gelegt und unter Vermittlung einer zweiten Beilage durch den um den Bolzen *b* schwenkbaren Hebel *a* festgehalten; die Mutter *c* dient zum Niederdrücken des Hebels *b*. Löst man diese Mutter ein wenig, so kann man sie nebst ihrer Schraube nach außen schwenken, und ein an *a* befestigtes Gegengewicht hebt den Hebel *a* empor, so daß das Fortnehmen des Werkstückes — und ebenso sein Ersatz durch ein anderes — nur wenig Zeit erfordert.

d bezeichnet den Bohrkopf, seine Stange steckt verschiebbar in der langen Nabe des Wurmrades *e* und wird durch eine Schraube verschoben,

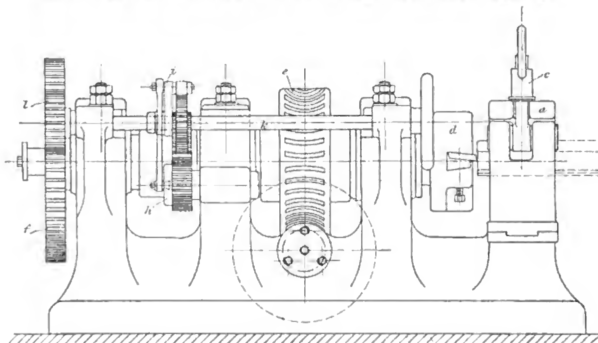


Fig. 908.

welche das Rad *f* betätigt. Die an beiden Seiten vorspringenden Naben des Wurmrades *e* sind als Zapfen im Maschinengestell gelagert, und der antreibende Wurm liegt in einem Becken des letzteren. Die Antriebsriemenrollen *g* drehen sich minutlich 240 mal; sie haben 520 mm Durchmesser bei 300 mm Breite. Durch ein Stirnradpaar wird die Kurbelscheibe *h* gedreht und von hier aus der Schalthebel *i*, die Welle *k* und das auf dieser sitzende Stirnrad *l* betätigt, welches das weiter oben erwähnte Rad *f* dreht.

f) Bohrmaschinen für lange Löcher. Sie haben in neuerer Zeit eine allgemeinere Bedeutung dadurch gewonnen, daß man lange stählerne Wellen oder Stangen in ihrer Achsenrichtung durchbohrt, um etwaige Fehlstellen zu entdecken. Zu diesem Zweck erzeugte, bis zu 10 m lange Löcher sind nicht selten; Ernst Schieß baute schon 1899 eine Maschine

[1]) Z. 1901, S. 357, mit Abb.

zum Durchbohren von Schiffsschraubenwellen bis zu 23 m Länge. Auf der Düsseldorfer Gewerbeausstellung von 1902 zeigte Friedr. Krupp eine 44 m lange, in ganzer Länge durchbohrte Welle. Sonst kommt das Bohren langer Löcher in Frage: bei der Gewehr- und Geschützverfertigung und vereinzelt für manche andere Zwecke.

Ich gedenke mich hier auf die Aufführung der wesentlichsten Umstände zu beschränken, da mir die nötigen Unterlagen für eine eingehende Behandlung fehlen. Die zum Bohren sehr tiefer Löcher dienenden Bohrer sind bereits S. 13 erörtert.

Wegen räumlicher Umstände werden Werkstück und Bohrer liegend angeordnet. Man läßt das Werkstück sich drehen, während der Bohrer nur die Schaltbewegung ausführt. Man nimmt an, daß bei ruhendem Werkstück das Gewicht des Bohrers stets nach derselben Seite des Werkstücks wirkt,

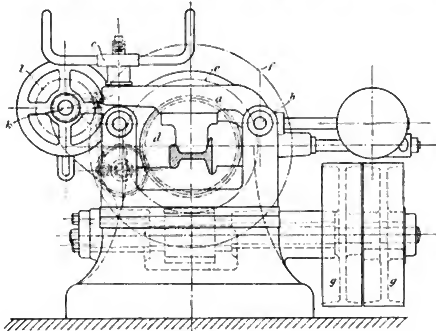


Fig. 909.

also ein Verlaufen des Bohrers nach dieser Seite begünstigt. Es fällt dieser einseitige Einfluß fort, wenn das Werkstück kreist. Ferner gelingt beim Kreisen des Werkstückes der Auswurf der Späne leichter, weil letztere, während sie an der aufsteigenden Seite der Lochwand zurückgleiten, dem Wasserstrome eher folgen, als wenn sie sich ablagern können. Endlich scheint es, als ob bei dem kreisenden Werkstück der Bohrer kleinen Ungenauigkeiten gegenüber gleichsam in die Werkstückachse gedrängt würde. Ich führe das an, obgleich eine einwandfreie Erklärung dieser Erscheinung mir nicht bekannt ist. Man befestigt das eine Ende des Werkstücks in dem Futter einer Kopfdrehbank, während das andere Ende in einer Brille gelagert ist. Sehr lange Werkstücke werden zwischen den beiden genannten Stellen noch ein- oder mehrmal gelagert, um Zitterungen zu verhüten. Man verwendet hierzu Rollenlager[1]) oder aufgeschraubte Ringe, die in ringförmigen

[1]) Krupps Werke in Essen, The Engineer, Febr. 1898, S. 155, mit Schaubild.

Lagern sich drehen (Fig. 301, S. 141) oder endlich Weißgußlager, welche um die betreffenden vorher abgedrehten Stellen gegossen sind.

Auch die Stange des Bohrers bedarf, wenn sie sehr lang ist, mehrfacher Stützung. Sie wird durch Schraube und Mutter, oder Zahnstange und Rad verschoben. Der billigeren Herstellung halber kann man die jeweilige Verschiebung auf einen Teil der ganzen Länge beschränken und nach dem Durchlaufen dieses Weges den Schlitten, welcher die Verschiebung vermittelt, zurückziehen, aufs neue mit der Stange des Bohrers kuppeln und ihn wieder vorwärts gehen lassen.

Für das Bohren der Gewehrläufe ist eine Maschine von Pratt, Withney & Sponsée,[1]) welche auch in der Chicagoer Ausstellung 1893 volle Anerkennung fand, sehr geeignet. So viel mir bekannt, verwendet man diese Maschine auch in Deutschland.

Maschinen zum Ausbohren und Abdrehen der Geschützrohre finden sich in den unten verzeichneten Quellen[2]) beschrieben. Diese Rohre werden zunächst nach dem vorhin angegebenen Verfahren gebohrt, dann aber mittels kreisender Bohrer bei ruhendem Werkstück fertig gebohrt.

3. Gewindeschneidemaschinen.

Das am nächsten liegende Verfahren zum Erzeugen der Schraubengewinde besteht darin, daß man einen geeignet gestalteten Formstichel längs des Werkstücks verschiebt, während dieses sich umdreht, das ist:

a) Das Gewindeschneiden auf der Drehbank.[3]) Befestigt man das Werkstück an dem Kopf einer in ihrer Längenrichtung verschiebbaren Drehbankspindel, versieht letztere mit einem Mustergewinde und bringt letzteres mit einem unverschieblichen Gewinde in Eingriff, so verschiebt sich das Werkstück, sobald man es mit der Spindel dreht, nach der Steigung des Mustergewindes, so daß ein festgehaltener Stichel am Werkstück ein Gewinde gleicher Ganghöhe erzeugt. Dieses Gewindeschneidverfahren war früher ganz allgemein gebräuchlich,[4]) kommt jetzt aber nur noch ausnahmsweise vor.

Versieht man die unverschieblich gelagerte Drehbankspindel mit einem Mustergewinde und läßt durch dieses den Stichel dem Werkstück entlang schieben, so erhält man ebenfalls ein Gewinde, welches mit dem Mustergewinde gleiche Ganghöhe hat. Es ist aber die Lagerung der Drehbankspindel eine weit sicherere als vorhin, auch ist zulässig, das Werkstück zwischen Spitzen einzuspannen. Dieses Verfahren kommt jetzt bei den Drehbänken mit Stahlwechsel vielfach zur Anwendung.

In dem Beispiel Fig. 910 und 911 bezeichnet *w* das in dem Futter *a* befestigte Werkstück, *e* einen an der Welle *d* festen Arm, welcher den Stichel, und *c* einen ebenfalls an *d* festen Arm, welcher das zur Musterschraube oder Patrone *b* passende Mutterstück enthält. Indem man den Stichel mittels des an *e* sitzenden Handgriffes gegen das Werkstück führt,

---

[1]) Revue industrielle, Juli 1891, S. 273, mit Abb.

[2]) American Machinist, 26. Mai 1892, mit Abb. American Machinist, 9. April 1896, mit vielen guten Abb. Hiernach: Praktischer Maschinen-Konstrukteur, 19. Nov. 1896. The Engineer, Febr. 1898, S. 153, mit Schaubild.

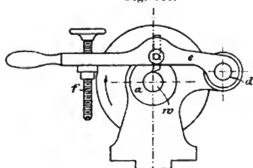
[3]) Z. 1885, S. 258, mit Abb.

[4]) Plumier, L'art de tourner, Paris 1706, S. 44, 72, 139, mit Abb. Leupold, theatrum machinarum 1724, S. 174, mit Abb.; 1725, S. 174, mit Abb.

drückt man gleichzeitig das im Arm *c* steckende Mutterstück gegen die Patrone *b*, so daß diese *c*, *d*, *e* und den Stichel verschiebt.

Man sieht aus der Figur, daß sich die Drehbankspindel „verkehrt" dreht. Diese Drehrichtung wird für das Gewindeschneiden häufig gewählt und zwar, um den Stichel da, wo das Gewinde beginnen soll, genau ansetzen und ihn am freien Ende des Werkstückes ohne Umstände auslaufen lassen zu können. Es legt sich zu diesem Zweck die Nabe des Armes *e* in der Anfangslage des Stichels gegen die einstellbare Anschlagschraube *g*.

Fig. 910.



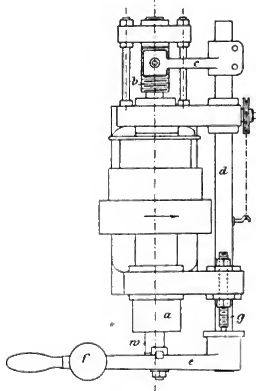


Fig. 911.

Das Eindringen des Stichels in das Werkstück und damit den Durchmesser des letzteren begrenzt die Anschlagschraube *f*, deren Spitze auf eine feste Leiste trifft. Für gewöhnlich erfordert die Herstellung des Gewindes zwei oder mehrere Schnitte. Es ist daher das Mutterstück im Arm *c* elastisch nachgiebig angebracht, so daß es auch dann die Führung des Stichels übernimmt, wenn letzterer noch nicht auf die volle Gewindetiefe schneidet. Der Arbeiter drückt demgemäß bei dem ersten Schnitt weniger stark auf den Handgriff des Hebels *e*, steigert den Druck bei dem folgenden Schnitt und drückt schließlich den Hebel *e* so stark nieder, daß die Spitze der Anschlagschraube *f* auf der vorhin genannten Leiste gleitet.

Eine Schnur, welche über eine Rolle geführt ist und ein Gewicht trägt, führt den Stichel zurück, sobald das Mutterstück die Patrone *b* nicht mehr berührt; statt dieser belasteten Schnur wird oft zu gleichem Zweck eine Feder angebracht. Man läßt auch die Arme *c* und *e* durch ein Gegengewicht selbsttätig aufheben, sobald der Handdruck auf *e* aufhört, oder bedient sich hierfür einer Feder, welche gleichzeitig das Zurückschieben der Welle *d* bewirken kann.

Um eine andere Ganghöhe zu erzielen, muß eine andere Patrone *b* aufgesteckt werden. Das ist unbequem, wenn — wie Fig. 911 angibt — *b* auf dem Schwanzende der Drehbankspindel steckt. Man steckt deshalb häufig das Mustergewinde auf eine von der Drehbankspindel durch Räder angetriebene Welle, so daß das Auswechseln der Mustergewinde rascher bewirkt werden kann.

Wenn man aber diesen Weg betritt, so liegt der weitere Schritt nahe:

durch Ändern der Räderübersetzung mit ein und demselben Mustergewinde verschiedene Ganghöhen zu erzeugen. Dieses Verfahren wurde bereits vor rund 400 Jahren von Leonardo da Vinci angegeben,[1]) ferner wurde eine zugehörige Maschine im Jahre 1569 beschrieben.[2]) Es ist dieses Verfahren für lange Gewinde, wenn sie auf der Drehbank geschnitten werden, jetzt fast ausschließlich im Gebrauch.

Das Mustergewinde enthält die vor oder innerhalb des Drehbankbettes gelagerte Leitspindel (vgl. S. 301), und die Räderübersetzung findet durch Wechselräder oder Stufenräder (S. 162 bis 166) statt.

S. 43 und 44 ist die Art der aufeinander folgenden Schnitte angegeben. Nach jedem Schnitt muß der Stichel zum Anfang des Gewindes zurückkehren, um — entsprechend verstellt — einen neuen Schnitt beginnen zu können. Zu diesem Zweck ist der Stichel vom Werkstück abzuziehen, und zwar in geringem Grade, wenn man die Rückkehr durch einfaches Wenden der Antriebsrichtung herbeiführt, da alsdann der Stichel vor der vorher von ihm erzeugten schraubenförmigen Furche bleibt. Trotz großer Drehgeschwindigkeit des Werkstücks verläuft eine solche Rückkehr des Stichels nur langsam. Man zieht deshalb den Stichel oft so weit zurück, daß er aus dem Bereich des Werkstücks tritt, öffnet die Leitspindelmutter und bewirkt die Rückkehr des Stichels durch Zahnstange und Rad, sei es mittels der Hand oder eines besonderen Antriebes.

Daraus ergeben sich besondere Einrichtungen der Drehbank.

Im ersteren Falle ist sie mit einem Kehrgetriebe zu versehen, welches meistens in einem zweiten Riemenantriebe der Vorgelegewelle besteht; man sorgt dafür, daß der Riemenführer dem Arbeiter längs der ganzen Drehbank zugänglich ist. An der Schraube des Stichelhausschlittens ist eine Gradeinteilung angebracht (S. 150), so daß nach der Rückkehr des Stichels dieser zunächst in seine vorherige Stellung gebracht und dann um die neue Spandicke verschoben werden kann.

Soll die Rückkehr des Stichels durch die Zahnstange stattfinden, so ist zunächst nur ein stärkeres Abziehen des Stichels vom Werkstück nötig. Es eignet sich hierzu vortrefflich das Wohlenbergsche Mutterschloß (Fig. 441 u. 442, S. 203), bei welchem das Zurückziehen des Stichels und Öffnen der Mutter und später das Vorschieben des Stichels und Schließen der Mutter je gemeinsam durch eine Handbewegung bewirkt wird. Ein Kehrgetriebe für die Drehbankspindel ist entbehrlich. Will man die Bettplatte durch die Maschine zurückbewegen lassen, so sind hierfür geeignete Einrichtungen zu treffen.

Es sind mehr oder weniger selbsttätig wirkende Vorrichtungen vorgeschlagen.[3])

Kurze Muttergewinde lassen sich auf der Drehbank mit Hilfe der Leitspindel oder mit Hilfe einer Patrone erzeugen; sie werden, wenn die Gewindequerschnitte klein sind, vielfach mittels Gewindebohrer (siehe weiter unten) geschnitten. Lange Muttergewinde schneidet man auf der Drehbank mittels einer Art Bohrstange, welche durch die Leitspindel verschoben wird.

[1]) Zivilingenieur 1893, Taf. 26, Fig. 102.

[2]) Des instruments mathématiques et méchaniques. Inventées par Jaques Besson. I. Ausgabe 1569; 2. Ausgabe Lyons 1578.

[3]) Engineering, Jan. 1873, S. 56, mit Abb. Hiernach: Polyt. Zentralblatt, 1873, S. 351, mit Abb.; Z. 1885, S. 260, mit Abb. E. Diehl, Dingl. polyt. Journ. 1883, Bd. 248, S. 155, mit Abb. Dolizy, Annales Industrielles, März 1886, S. 402, mit Abb.

b) Gewindeschneiden mittels einer Zahl von aneinander gereihten Sticheln. Statt einen Stichel nach Fig. 65 bis 67, S. 44 eine Anzahl Schnitte machen zu lassen, kann man auch ebensoviel Stichel, wie Schnitte erforderlich sind, zusammenfassen und so in einem Durchgang das Gewinde erzeugen. Diese Stichel können in eine gerade Linie nebeneinander gelegt, vielleicht am Rande einer Stahlplatte ausgebildet werden, wie Fig. 912 darstellt, oder auch in Gruppen — vielleicht 3 oder 4 — rings um das Gewinde angeordnet werden. Ersteres Verfahren wird selten und dann nur beim Gewindeschneiden auf der Drehbank angewendet; die betreffenden Werkzeuge nennt man Gewinde-Strähler; letzteres ist allgemein im Gebrauch für Befestigungsschrauben, deren Gewindequerschnitt eine gewisse Größe nicht überschreitet. Wollte man z. B. ein Bolzengewinde von 80 mm äußerem Durchmesser[1]) auf diesem Wege schneiden, so würde, da der Querschnitt der bei einer Drehung hinwegzuräumenden Späne zusammen rund 15 qmm beträgt, also bei $K = 170$ (S. 14) der Arbeitswiderstand 2720 kg betragen, was Schwierigkeiten machen würde. Meines Wissens benutzt man dieses Gewindeschneidverfahren für Befestigungsschrauben nur bis zu 50 mm äußerem Durchmesser, dagegen für das — viel feinere — Gasgewinde auch bei größeren Gewindedurchmessern. Man nennt die gruppenweise um das Bolzengewinde gelegten Stichel Gewindeschneider, auch Gewindeschneidbacken, wogegen die ähnlich angeordneten, zum Erzeugen der Muttergewinde dienenden Werkzeuge Gewindebohrer genannt werden.

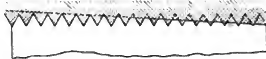


Fig. 912.

Um die Form der Schneiden zueinander passend, zugleich aber ihre richtige Schräglage (S. 44) zu gewinnen, verfertigt man sie gemeinsam, gewissermaßen als Mutter bzw. Bolzen, aber auf Unrunddrehbänken (S. 321), so daß sie „hinterdreht“ werden, einen mäßigen Ansatzwinkel erhalten. So bietet sich Gelegenheit, die Rückenflächen der Schneiden zum Führen der Werkzeuge zu benutzen.[2]) Die betreffenden Maschinen haben dann nur die gegensätzliche Drehung von Werkzeug und Werkstück auszuführen; es ist im übrigen das Werkstück so vorzulegen, daß das Werkzeug angreift und demnächst sind beide voneinander frei zu machen.

Es möge der vorliegende Stoff zerlegt werden in: α) Maschinen für Bolzengewinde und β) Maschinen für Muttergewinde.

α. Maschinen für Bolzengewinde. Die älteren hierher gehörenden Maschinen bestehen aus einer meist hohlen, wagerecht gelagerten Spindel und einem in deren Achsenrichtung verschiebbaren Schlitten. Es ist entweder der Kopf der Spindel mit den Backen versehen, während das Werkstück am Schlitten befestigt wird, oder der Schlitten enthält die Schneidbacken und am Kopf der Spindel ist ein selbstansrichtendes Futter für das Befestigen der zu schneidenden Bolzen ausgebildet. Während die Spindel sich in der Arbeitsrichtung dreht, schiebt man den Schlitten so lange gegen die Spindel, bis die Backen das weitere Verschieben selbsttätig besorgen; ist das Gewinde auf die erforderliche Länge geschnitten,

[1]) Vgl. Z. 1898, S. 1370.

[2]) Herm. Fischer, Allgemeine Grundsätze und Mittel des mechan. Aufbereitens, Leipzig, 1888, S. 422, mit Abb.

so gibt man der Spindel die entgegengesetzte Drehrichtung, so daß der Schlitten zurückgeschoben und der Bolzen von den Backen freigelassen wird. Derartige Maschinen [1]) werden kaum noch gebaut und zwar, weil sie bei dem Rückgange die Schneiden unnötig abnutzen.

Man pflegt jetzt die Backen so anzuordnen, daß sie nach erfolgtem Schnitt nach außen verschoben werden können, um den Bolzen ohne weiteres freizulassen.

W. Sellers in Philadelphia zeigte auf der Londoner 1862er Weltausstellung seine dementsprechend gebaute Maschine,[2]) die für eine Reihe anderer vorbildlich geworden ist. Die Bolzen werden an dem mehr erwähnten Schlitten mittels selbstausrichtenden Futters befestigt, während die Backen in dem Kopf der Arbeitsspindel untergebracht sind. Es sind die Backen stabförmig gestaltet und in Nuten der Arbeitsspindel quer gegen deren Achse zu verschieben. Zu diesem Zweck enthalten sie Kerben, in welche spiralige Leisten greifen, die an einer zweiten hohlen, die Arbeitsspindel gleichachsig umgebenden Spindel angebracht sind. Behufs Vorschiebens bzw. Zurückziehens der Backen ist nur nötig, die beiden ineinander steckenden Spindeln gegeneinander zu drehen.

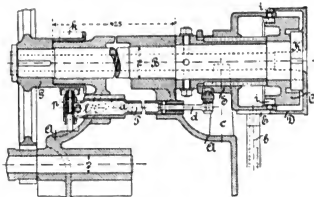


Fig. 913.

Das bewirkte Sellers durch eine eigenartige Räderanordnung. Wedding[3]) versah die eine Welle mit einer geraden, die andere mit einer schraubenförmigen Nut und verschob einen in beiden Nuten steckenden Stift. Die

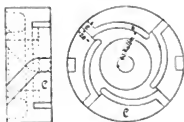


Fig. 914.

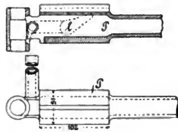


Fig. 915.

Putnam machine Co. hat[4]) folgendes, dem vorigen ähnliche Verfahren gewählt. Die Fig. 913, 914, 915 stellen die Spindel und Einzelheiten einer für Bolzen von 9 bis 30 mm Durchmesser bestimmten Maschine dar. *A* bezeichnet einen Teil des Maschinengestelles im Schnitt, *B* die hohle Arbeitsspindel, *K* einen auf dieser festsitzenden Kopf. Dieser Kopf enthält vier quer gegen die Spindelachse gerichtete Nuten, welche durch den Boden der Kappe *D*

[1]) Z. 1885, S. 219.
[2]) Mitteilungen des Gewerbevereins für Hannover 1862, S. 230, mit Abb.
[3]) Wiebes Skizzenbuch 1869, Heft 65, Blatt 5. Berliner Verhandlungen 1869, S. 147, mit Abb.
[4]) Z. 1892, S. 1462, mit Abb.

so geschlossen sind, daß sie geschlossene Kanäle bilden. *D* ist an *K* festgeschraubt. In den Kanälen sind die Backen, welche in der Abbildung fehlen, verschiebbar; sie greifen mit einem hakenartigen Vorsprung in spiralige Nuten des um die Spindel *B* drehbaren Körpers *C* (Fig. 913 u. 914), so daß durch Drehen des letzteren die Backen nach innen bzw. nach außen gehoben werden. *C* enthält an seiner Außenseite zwei Nuten, in welche an der Büchse *S* gelagerte Rollen *i* greifen. *S* ist nur gleichlaufend zur Spindelachse verschiebbar, und seine Verschiebung bewirkt demgemäß die gegensätzliche Drehung von *C* und *K*, welche die verlangte Verschiebung der Backen herbeiführt.

Das Verschieben der Büchse *S* vermittelt ein auf dem Ständer *c* gelagerter Hebel, welcher — zum Teil gabelartig gestaltet — in eine ringförmige Nut von *S* greift. Man kann den Hebel mittels der Hand betätigen; er wird selbsttätig durch folgende Einrichtung zum Zurückziehen der Backen benutzt: Es ist dem Hebel durch Vermittlung der Stange *d* (Fig. 913) die hohle Stange *P* (Fig. 913 und 915) angeschlossen. Diese ist im Maschinengestell verschiebbar und an ihrem linksseitigen Ende mit einer Hülse versehen, in welcher sich der hohle Zapfen *p* frei zu drehen und zu verschieben vermag. Durch Einschaltung eines auf *A* ruhenden Bolzens und einer Schraubenfeder wird der scheibenförmige Kopf von *p* gegen die Nabe des Antriebsrades *G* gedrückt. Auf dieser sitzt ein — in der Figur nicht sichtbarer — Kamm, welcher *p* nach unten drückt; alsdann greift eine im linksseitigen Ende von *P* befindliche Klinke in eine den hohlen Bolzen *p* rings umgebende Rille und hält damit den letzteren in seiner tiefen Lage fest. Der erwähnten Klinke ist mittels ihrer als Welle ausgebildeten Achse der in Fig. 913 und 915 punktiert gezeichnete Arm *l* angeschlossen. Diesem gegenüber befindet sich die ebenfalls punktiert gezeichnete Stange *a* (Fig. 913). Wird nun diese Stange nach links bewegt, so stößt sie gegen den Arm *l*, hebt damit die Klinke aus der Nut des Bolzens *p* und dieser fährt zu seiner in Fig. 913 gezeichneten Lage empor. In dieser wird aber der scheibenförmige Ansatz von *p* von einem zweiten auf der Nabe des Antriebsrades *G* sitzenden Kamm *k* getroffen und kräftig nach links geschoben, also *S* in gleicher Richtung fortgezogen, wodurch also die Schneidebacken von dem Werkstück abgezogen werden. Den Schluß der Backen bewirkt man mittels der Hand. *E* bezeichnet ein Zahnrad, welches durch eine Verzahnung der Kapsel *D* angetrieben wird; es betreibt mittels der Welle *b* eine zum Heben der Kühlflüssigkeit dienende Kreiselpumpe. An dem in *G* greifenden Antriebsrädchen sitzt eine vierstufige Riemenrolle, um verschiedene Umdrehungen erzielen zu können.

Es ist selbstverständlich eine Einstellbarkeit für die Arbeitslage der Backen vorgesehen. Zu gleicher Zeit möge bemerkt werden, daß die Backen, während sie auf der Unrunddrehbank mit Gewinde versehen werden, so eingespannt sein müssen, wie sie in dem Kopf der Spindel *B* gehalten werden.

Es ist die gegensätzliche Drehung der spiraligen Leisten und der Backen auch durch Bremsung zu erzielen. Da diese Drehung in beiden Richtungen stattfinden muß, so ist nötig — will man die Arbeitsspindel nur in einer Richtung sich drehen lassen — ein Kehrgetriebe einzuschalten. Die Fig. 916 und 917 stellen ein hierher gehörendes Beispiel dar.[1]) Am

[1]) Revue industrielle, 17. Sept. 1892, S. 374, mit Abb. Z. 1893, S. 472, mit Abb.

Kopf der Spindel *a* sind drei Nuten eingeschnitten, welche die Backen *k* aufnehmen; die Platte *b* schützt gegen das Herausfallen der Backen. Ein Ring *c* ist auf dem Kopf der Spindel *a* frei drehbar; er greift mittels spiraliger Leisten *r* in Kerben der Backen *k* und bewirkt hierdurch, wie in den vorigen Beispielen, die Verschiebung der letzteren, sobald er sich gegensätzlich zu *a* dreht. Auf *c* können die Bremshebel *f* gelegt werden, wodurch dieser Ring gegen die Drehung der Spindel zurückgehalten wird, also die Backen *k* von außen nach innen geschoben werden. Auf der Spindel *a* steckt um sie drehbar ein zweiter Ring *d*; er ist mit einer Verzahnung *x* versehen, welche in drei an der Spindel *a* gelagerte Rädchen *z* greift, und diese stehen anderseits mit der Verzahnung *y* am Ring *c* im Eingriff. Bremst man demnach *d*, während die zu *c* gehörige Bremse offen ist, so eilt *c* in der Drehrichtung der Spindel vor und die Leisten *r* ziehen die Backen *k* nach außen.

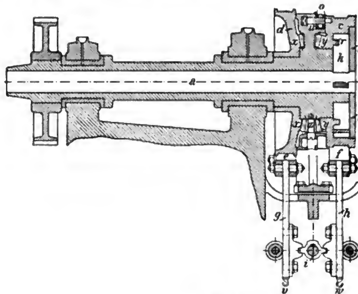


Fig. 916.

Um das Verschieben der Backen nach innen genau begrenzen zu können, steckt in einer bogenförmigen Aufspannut des Spindelkopfes ein Bolzen *u*, der mit seiner Spitze in einen bogenförmigen an *c* ausgebildeten Schlitz greift und die Drehung von *c* hemmt, wenn er gegen das Ende des Schlitzes stößt. Bei *o* befindet sich eine Einteilung und ein Merkstrich, um das Einstellen von *u* rasch ausführen zu können.

Die beiden Bremsen *e* und *f* werden durch die Zugstangen *g* und *h* von *i* aus in Tätigkeit gesetzt bzw. gelöst. *i* steckt fest auf der Welle *l*, und diese trägt an ihrem freien Ende eine gerade Schleife *m*, in welcher das Gewicht *Q* als „Umfaller" (S. 212) rollt. Auf der mit *m* verbolzten Stange *n* stecken Stellringe, gegen welche der das Werkstück tragende Schlitten in seinen Endlagen stößt und dadurch die Umsteuerung der Bremsen herbeiführt.

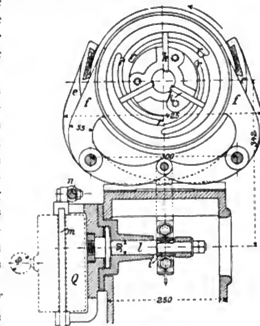


Fig. 917.

Bei einer Reihe von Maschinen werden die Backen durch keilartig wirkende Flächen verschoben.[1]) Als Beispiel möge der von Braß in Nürnberg[2]) angegebene hier beschrieben werden. In den Kopf der Spindel *a* (Fig. 910) sind drei Nuten für die Aufnahme der Backen *b* geschnitten; *c* deckt die Nuten ab. Auf dem Spindelkopf ist der Ring *d* mit Hilfe einer an einem Hebel ausgebildeten Gabel *e* verschiebbar; er wird aber durch feste Leisten gezwungen, an den Drehungen der Spindel *a* sich zu beteiligen. An *d* sitzt ein kegelförmiger Kragen, der geschlitzt ist und in diesen Schlitzen die Backen *b* so aufnimmt, daß die Seiten der Schlitze in schräge Nuten der Backen greifen, so daß durch Bewegen des Hebels die verlangte Verschiebung der Backen herbeigeführt wird.

Göbels Gewindeschneidkopf (Fig. 919 und 920 dürfte den Backen *d* eine sehr sichere Lage darbieten.[3]) An der hohlen Spindel ist ein Kopf *a* ausgebildet, in dem sich Schlitze für die Backen *d* und solche für die Winkelhebel *f* befinden. Die Bolzen, um welche sich die Winkelhebel *f* drehen, sind links von *f* — in bezug auf Fig. 919 — dicker als in *f* und

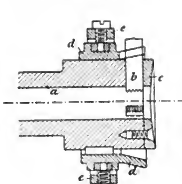


Fig. 918.

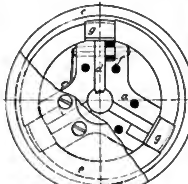


Fig. 919.

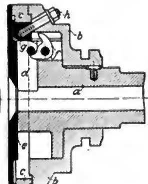


Fig. 920.

werden durch eine Feder nach rechts gedrückt, so daß der Winkelhebel *f* an der einen Seite seines Schlitzes eine mäßige Reibung erfährt. Auf *a* ist eine Deckplatte *e* befestigt; sie schließt die Schlitze, in denen die Backen *d* liegen. Die Hülse *b* mit dem Ringe *c* und den mittels Schrauben *h* befestigten Klötzchen *g* ist an *a* verschiebbar. Wird sie — in bezug auf Fig. 920 — nach rechts verschoben, so gelangt die Abschrägung von *g* über diejenige von *d*, gleichzeitig stößt *g* gegen den aufgerichteten Arm *f* und der liegende Arm von *f* zieht den Backen nach außen. Umgekehrt schieben die Schrägflächen an *g* die Backen nach innen. Um diese für das Arbeiten bestimmte Lage einstellen zu können, ist der Ring *c* im Innern spiralig gestaltet. Sobald die Mutter von *h* gelöst ist, kann man *c* an *b* drehen und dadurch *g* der Achse des Kopfes nähern, oder von ihr entfernen. Durch Anziehen der Mutter von *h* wird *c* festgelegt.

Zur Darstellung der Gesamtanordnung einer derartigen Gewindeschneidmaschine wähle ich eine solche der Lodge & Davis machine tool Co. in Cincinnati, O. (Fig. 921). Bei dieser Maschine werden die in dem Kopf *k*

[1]) Z. 1892, S. 639, mit Abb.; 1893, S. 473, mit Abb. American Machinist 18. Febr. 1897, mit Abb.
[2]) D.R.P. No. 66054.
[3]) Z. 1903, S. 416, mit Abb.

liegenden Backen durch vier schräge Bolzen verschoben[1]) welche an einem Halsring festsitzen. An diesen greifen zwei Arme, die mit dem Handhebel *h* verbunden sind. *h* enthält einen Seitenarm, an welchem ein — in einer Tasche spielendes — Gegengewicht hängt, vermöge dessen die Backen in ihrer äußersten Lage gehalten werden. Bewegt man den Handgriff *h* nach rechts, so nähern sich die Backen einander und eine am Seitenarm von *h* sitzende Nase legt sich auf die Schulter der Stange *e* und hält damit die Backen in ihrer Arbeitslage fest. Das Werkstück ist in einer Zange *s* des Schlittens befestigt. Das große Spillrad sitzt auf einer Schraube, die teilweise rechtsgängiges, teils linksgängiges Gewinde enthält und somit die beiden Zangenteile *s* genau gleichförmig einander nähert oder voneinander entfernt. Die Werkstücke werden daher beim Einspannen selbsttätig ausgerichtet (vgl. Fig. 902/3, S. 435). Nunmehr verschiebt man mit Hilfe der

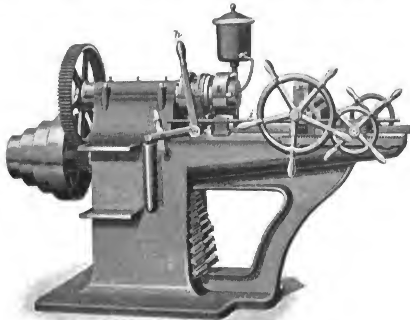


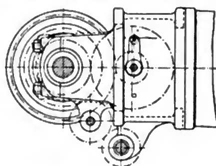
Fig. 921.

kleinen Spillräder den Schlitten gegen den Kopf *k*, worauf das Schneiden beginnt. Mit dem Schlitten verschiebt sich die einstellbare Stange *i*, welche — sobald die verlangte Gewindelänge hergestellt ist — gegen *e* stößt und den Hebel *h* frei macht, so daß dieser in die gezeichnete Lage zurückkehrt. Es bedarf kaum der Erwähnung, daß das über *k* sichtbare Gefäß die Kühlflüssigkeit enthält; das abfließende Öl oder Kühlwasser sammelt sich in dem trogartigen Bett, wird durch Absetzenlassen von den Metallspänen befreit und behufs Wiederverwendung in das hochliegende Gefäß zurückgehoben. Die Maschine ist für 9 bis 38 mm dicke Bolzen bestimmt; ihr Schlitten ist um 430 mm zu verschieben.

Es ist diese Maschine — wie die vorhin angegebenen — auch zum Schneiden der Muttergewinde verwendbar, indem man die Gewindebohrer im Kopf *k* festhalten läßt, während die Muttern in die Zange *s* gelegt werden.

[1]) Vgl. Cooke & Co., Z. 1892, S. 639, mit Abb.

Von manchen wird vorgezogen, das Werkstück mit der Spindel zu verbinden und mit dieser sich drehen zu lassen, während die Backen am Schlitten angebracht werden. Es scheint das für das Schneiden der Gewinde an schmiedeisernen Röhren besonders beliebt zu sein.[1]) Zu diesem Zweck enthält die hohle Welle an jedem ihrer Enden ein selbstausrichtendes Futter — die den vorhin beschriebenen Backenanordnungen ähnlich ausgebildet sein können — während die auf dem Schlitten angebrachten, ruhenden Schneidbacken in einfacherer Weise einstellbar sind.


Fig. 923.

Hierher gehört auch eine Bolzengewinde-Schneidmaschine von Droop & Rein.[2]) Die Genauigkeit der mittels vorbeschriebener Maschinen erzeugten Gewinde hängt von der Genauigkeit der Werkstücke ab. Daher ist für genaue Gewinde das zeitraubende Schneiden auf der Drehbank bevorzugt. Der erwähnte Fehler der gewöhnlichen Gewindeschneidmaschine wird vermieden, wenn man das Werkstück wie bei der Drehbank zwischen Spitzen einspannt.[3]) Droop & Rein haben ihre Maschine wie folgt angeordnet.

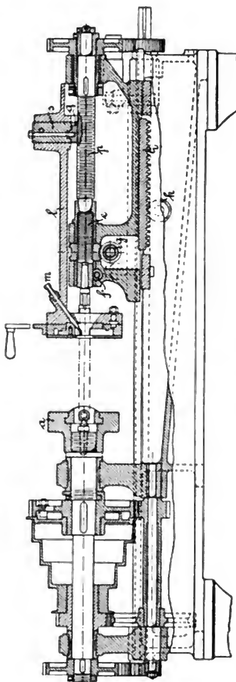


Fig. 922.

Fig. 922 ist ein Längenschnitt, Fig. 923 eine Endansicht der Maschine, Fig. 924 ein teilweiser Querschnitt und Fig. 925 eine Ansicht des Reitstockes. Fig. 926 eine Ansicht des die Schneidebacken enthaltenden Kopfes, Fig. 927 Schnitt und Vorderansicht des Spindelkopfes.

Die Arbeitsspindel (Fig. 922) links ist wie eine Drehbankspindel gelagert und wird wie eine solche angetrieben; es sind ihr acht verschiedene

---

[1]) Challiot & Gratiot, Publications industr. 1880, Bd. 26, S. 274, mit Abb. The Iron Age, 15. April 1897, S. 9, mit Schaubild; 18. Nov. 1897, S. 2, mit Schaubild.

[2]) Z. 1893, S. 1237, mit Abb.

[3]) Schweighofer, Berliner Gewerbeblatt 1842, Bd. 3, S. 324, mit Abb. Wood, Dingl. polyt. Journ. 1874, Bd. 213, S. 457, mit Schaubild. Reis, Dingl. polyt. Journ. 1875, Bd. 218, S. 22.

Geschwindigkeiten zu geben. Sie enthält in ihrem Kopfende eine „Spitze“ und ist mit einem Mitnehmerkopf *a* versehen. In diesem ist der Mitnehmer *b* (Fig. 927) frei verschiebbar; eine kleine Schraube *d*, welche in eine Nut des Mitnehmers greift, hat nur den Zweck, sein Herausfallen zu verhindern. Die Schrauben *c* klemmen das Werkstück zwischen sich fest.

Die zweite Spitze steckt in dem Reitnagel *e* (Fig. 924), welcher im Reitstock eigenartig verstellt und festgehalten wird. Zum Festhalten dient ein ausgebogtes Klötzchen *f*, welches eine Schraube quer gegen den Reitnagel verschiebt (vgl. Fig. 287, S. 135); das Verstellen erfolgt durch eine

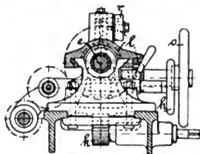


Fig. 924.

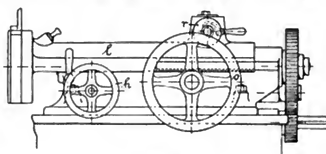


Fig. 925.

als Wurmrad ausgebildete Mutter, einen Wurm *g* und dessen Handrad *h*. Im groben stellt man, wie sonst gebräuchlich, die Spitzenentfernung durch Verschieben des Reitstockes ein, der zu diesem Zweck mit einer Zahnstange *i* versehen ist, in welche das Rad *k* (Fig. 922 und 924) greift.

Auf dem Reitstock gleitet, gleichlaufend zur Achsenrichtung der Maschine, der Schlitten *l*; an ihm ist der die Schneidbacken enthaltende Kopf befestigt, dessen Einrichtung nach dem bisher Erörterten aus der Fig. 926 ohne weiteres erkannt werden dürfte; bei *m* wird Kühlwasser bzw. Öl eingeführt, welches abfließend in dem trogartigen Maschinenbett sich sammelt bzw. aus diesem abfließt.

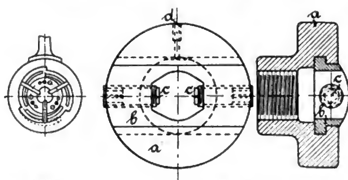


Fig. 926. Fig. 927.

Man kann den Schlitten *l* in gewöhnlicher Weise durch das entstehende Gewinde fortziehen oder ihn durch eine Leitspindel verschieben lassen. In beiden Fällen wird der Schlitten *l* zunächst mittels der an ihm sitzenden Zahnstange, eines Zahnrades und des Handrades *o* so weit dem Spindelstock entgegen geschoben, daß die Schneidbacken zum Angriff kommen, und nach Fertigstellung des Gewindes durch dieselben Mittel rasch zurückgezogen. Soll die Leitspindel benutzt werden, so schiebt man das Mutterstück *q* auf die Leitspindel *p* (Fig. 922) herab. Hierzu dient eine drehbare Scheibe *r* (Fig. 924 und 925) mit Handgriff, in deren spiralige Nut ein an *s* (Fig. 922) fester Stift greift. Es soll für jede zu erzeugende Ganghöhe eine besondere Leitspindel eingelegt werden, weshalb Arbeits-

spindel und Leitspindel sich gleich rasch drehen. Die vorliegende Maschine schneidet Gewinde von 9 mm bis 30 mm Durchmesser und bis zu 330 mm Länge; die Werkstückslänge darf bis 500 mm betragen.

β. Maschinen für Muttergewinde. Für den Werkzeugmaschinenbau haben besonders diejenigen Vorrichtungen Interesse, welche zum Erzeugen des Gewindes in „blinden“ Löchern, das heißt Löchern mit Boden, dienen. Man muß hierbei den Gewindebohrer, nachdem der Schnitt vollzogen ist, rückwärts drehen, um ihn vom Werkstück frei zu machen; die betreffende Maschine ist also mit Kehrbetrieb zu versehen. Erschwerend macht sich der Umstand geltend, daß das Umkehren und gleichzeitige Zurückziehen fast immer genau an einer bestimmten Stelle stattzufinden hat, indem bei zu später Umkehr oder doch zu später Auslösung des Arbeitsbetriebs der Gewindebohrer auf den Boden des Loches stößt und dann wegen der Unmöglichkeit, noch weiter fortzuschreiten, abbricht, sofern nicht wenigstens jetzt der Arbeitsbetrieb unterbrochen wird. Hört man aber zu früh mit dem Schneiden auf, so wird das Gewinde nicht lang genug.

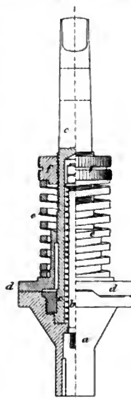


Fig. 928.

Es sind demnach gewisse Selbsttätigkeiten erforderlich, um dem Arbeiter das Treffen des richtigen Zeitpunktes für die Umkehr der Drehrichtung zu erleichtern, oder besser: diese selbsttätig herbeizuführen.

Es stellt Fig. 928 halb in Ansicht und halb im Schnitt eine beliebte Vorrichtung dar, welche bei einer gewöhnlichen Bohrmaschine, sofern diese mit Kehrgetriebe versehen ist, angewendet werden kann, um Muttergewinde in blinde Löcher zu schneiden. Sie ermöglicht, das Bohren und das Gewindeschneiden ohne Änderung der Lage des Werkstücks nacheinander vorzunehmen.

Der Gewindebohrer steckt in der Bohrung von *a* und muß die Drehungen von *a* mitmachen, wegen einer in *a* festen Leiste, die in eine Nut des Gewindebohrers greift. Dieser hängt an der vierkantigen Stange *b*, die von einer leichten Schraubenfeder getragen wird, aber vermöge deren Nachgiebigkeit in der Achsenrichtung verschiebbar ist. Der Kopf *a* nebst Zubehör ist dem unteren Ende des Schaftes *c* durch einen Wirbel angeschlossen, demgemäß um *c* frei drehbar. *c* steckt im Kopf der Bohrspindel; mittels eines Querkeiles wird er dort am Herausfallen gehindert. Auf *c* ist, längs fester Leisten, der Kuppelteil *d* verschiebbar; er wird durch die kräftige Schraubenfeder *e* stets gegen den Kopf *a* gedrückt und nimmt vermöge vorspringender Klauen (Fig. 928, rechts) den Kopf *a* in seiner Drehrichtung mit. Ist nun der Gewindebohrer so tief in das Loch eingedrungen, daß er gegen den Boden des Loches stößt, so gleiten die schrägen Flächen der an *d* und *a* befindlichen Klauen aneinander, indem die Feder *e* entsprechend nachgibt (vgl. Fig. 452, S. 209). Bei richtiger Spannung der Feder *e*, die durch die gerändelte Mutter *f* geregelt wird, ist also ein Bruch des Gewindebohrers ausgeschlossen. Das Zuschieben des Gewindebohrers kann nur mit der Hand stattfinden; es ist daher der Arbeiter in

der Lage, die Drehung des Schaftes sofort umzukehren und letzteren zurückzuziehen, sobald er das Gleiten der Klauen von *d* an *a* bemerkt. Dieses Zurückziehen müßte genau nach dem Steigungsverhältnis des Gewindes stattfinden, würde also große Geschicklichkeit des Arbeiters verlangen, wenn nicht die *b* tragende Schraubenfeder ausgleichend wirkte; findet das Zurückziehen zu rasch statt, so bleibt der an *b* hängende Gewindebohrer zurück und folgt nur in dem Grade, als das soeben erzeugte Gewinde es gestattet. Um den Gewindebohrer auszuwechseln, zieht man ihn so weit aus *a* hervor, daß man zwischen das untere Ende von *a* und den an *b* sitzenden Bund eine Gabel schieben kann, die ein vorzeitiges Zurückschnellen der Stange *b* hindert.

Droop & Rein haben bei einer Kranbohrmaschine mit der Bohrspindellagerung die Lagerung einer zum Gewindeschneiden dienenden Spindel verbunden.[1]) Ist das Loch gebohrt, so verschiebt man den Spindelkasten um den Abstand beider Spindeln und gewinnt hierdurch ohne weiteres die richtige Lage des Gewindebohrers gegenüber dem gebohrten Loch.[2])

Man benutzt häufig den Umstand, daß der Gewindebohrer in das zu bearbeitende Loch eingeschoben, aus dem fertigen Gewinde aber gezogen wird, also der in der Achsenrichtung des Bohrers angewendete Druck bei den beiden Vorgängen entgegengesetzt ist, zur rechtzeitigen Umkehr des Bohrers.

Fig. 929 zeigt eine hierher gehörige Vorrichtung, welche dem vorliegenden Zweck entspricht, wenn die Maschine mit Kehrgetriebe versehen ist. Man findet sie fast allgemein bei Drehbänken mit Stahlwechsel angewendet. In dem Stahlwechselkopf ist die Hülse *c* befestigt; an jedem ihrer Enden sind Kupplungsklauen ausgebildet. In *c* dreht sich der Schaft des Gewindebohrers *b* frei, so lange er nicht mit *c* gekuppelt ist. An *b* sitzen die Kuppelstücke *a* und *d* fest. Wird nun der Stahlwechselkopf gegen das kreisende Werkstück gedrückt, so kuppelt sich selbsttätig *a* mit *c*, d. h. der Bohrer kann sich nicht drehen, das kreisende Werkstück nimmt ihn deshalb auf. Trifft der Schlitten des Stahlwechselkopfes nun auf den zugehörigen Anschlag, so kann sich *c* nicht weiter verschieben, der Bohrer *b* wird aber durch das gebildete Gewinde weitergezogen und dadurch die Kupplung *ac* gelöst. Der Bohrer dreht sich nunmehr mit dem Werkstück. Sobald aber die Drehrichtung des Werkstücks gewechselt und der Stahlwechselkopf zurückgezogen wird, kuppelt sich selbsttätig *d* mit *c* und veranlaßt dadurch die Lösung des Bohrers vom Werkstück.

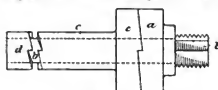


Fig. 929.

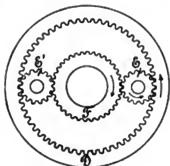
Es wird der oben hervorgehobene Umstand, daß die beiden in Frage kommenden Vorgänge entgegengesetzte Drücke in der Achsenrichtung des Gewindebohrers hervorrufen, für den vorliegenden Zweck auch benutzt, wenn ein Kehrbetrieb der antreibenden Spindel nicht vorliegt, damit sogar ein rascher Rückgang des Gewindebohrers gewonnen.

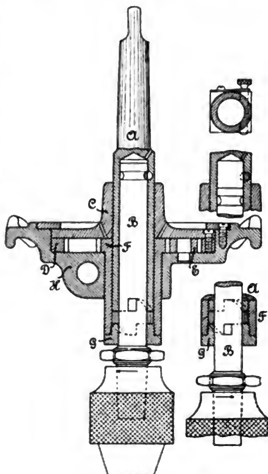
Die Fig. 930 bis 932 und Beifiguren stellen ein hierher gehöriges Beispiel dar.[3]) Der Schaft *a* wird in die Spindel einer gewöhnlichen Bohrmaschine

[1]) Z. 1903, S. 342, mit Schaubild.
[2]) Vgl. Dixon, Dingl. polyt. Journ. 1897, Bd. 306, S. 271, mit Abb.
[3]) Z. 1892, S. 683, mit Abb. American Machinist, März 1891, mit Abb.

gesteckt; mit ihm ist die Scheibe *C* und der Zahnkranz *D* (Fig. 930 u. 931) fest verbunden. Das untere Ende des Schaftes *A* wird von der Hülse mit Rad *F* frei drehbar umschlossen, und diese Hülse ist in dem tellerartigen Körper *H* (Fig. 930) gelagert, welcher durch einen hindurchgesteckten Stift gehindert wird, sich zu drehen. Zwischen dem Zahnkranz *D* und dem Zahnrad *F* befinden sich zwei an *H* frei drehbar gelagerte Stirnräder *E*.

Der Gewindebohrer ist in einem am unteren Ende des Zapfens *B* sitzenden Futter befestigt. In eine Nut halbrunden Querschnitts, welche nahe dem oberen Ende von *B* angebracht ist, greift ein Stift, durch welchen *B* in der gezeichneten Lage gehalten wird. Ein quer durch *B* gesteckter vierkantiger Stift greift dann gegen am unteren Rande von *A* ausgebildete Kuppelzähne, so daß sich *B* mit *A* drehen muß. Das ist die Zustellung für das Arbeiten des Gewindebohrers. Dreht man den in die Nut von *B* greifenden Stift um 180°, so hält er — vgl. die Beifiguren — *B* nicht mehr, weil er bis zur Hälfte ausgebogt ist. Wenn nun der Schaft *A* nach oben zurückgezogen wird, so löst sich die bisherige Kupplung, und der in *B* steckende Querstift wird nach Fig. 931 durch die an dem Bodenstück *G* befindlichen Kuppelzähne mitgenommen. Es ist leicht zu erkennen, daß das an *F* feste Boden-


Fig. 931.


Fig. 930. Fig. 932.

stück sich entgegengesetzt von *A* dreht, und zwar wegen der nunmehr tätigen Räder *D E F* mit erheblich größerer Geschwindigkeit.

So ist die Einrichtung in der Quelle beschrieben.

Läßt man den in die Nut von *B* greifenden, mehrfach erwähnten Stift fort, so wird zunächst *B* in seiner tiefsten Lage sich befinden und durch das Räderwerk umgedreht. Sobald aber der Bohrer gegen das Werkstück gedrückt wird, so hört zunächst die Kupplung mit *G* auf, und dann tritt die Kupplung zwischen *B* und *A* ein, d. h. *B* dreht sich so, wie das Gewindeschneiden es erfordert. Wird nunmehr aber *A* zurückgezogen, so kuppelt sich *B* mit *F* usw., d. h. jener Stift ist gar nicht nötig; er stört sogar die Selbsttätigkeit der Vorrichtung.

Eine verwandte, nur durch die Art des Rädervorgeleges sich unterscheidende Vorrichtung wird von der Granger Foundry & Mach. Co. Providence, R. J., ausgeführt.[1])

In die Muttern der Befestigungsschrauben schneidet man die Gewinde mittels Gewindebohrer, welche das Loch einfach durchschreiten.[2]) Es ist hierfür eine gewöhnliche Lochbohrmaschine zu verwenden, indem man in ihre Spindel den Gewindebohrer steckt und unter diesem die Mutter geeignet festhält; der Gewindebohrer fällt dann nach vollzogener Arbeit ohne weiteres nach unten. Ebenso arbeitet eine Maschine von Breitfeld;[3]) es sind aber gleichzeitig mehrere Spindeln in Tätigkeit. Bei der Maschine von Smith & Coventry[4]) sind ebenfalls mehrere Spindeln vorhanden; diese sind aber unverschieblich gelagert, weshalb die Muttern ihnen von unten nach oben entgegengeschoben werden.

Watteeus Maschine[5]) enthält in einer um eine lotrechte Achse langsam kreisenden Scheibe zwölf im Kreise verteilte kurze, hohle Spindeln. Diese Spindeln enthalten genau zu Längseinschnitten der Gewindebohrer passende Futter. Nahe unter diesen Spindeln befindet sich eine kreisförmige, im Boden ringsum geschlitzte Bahn; nur an einer Stelle erweitert sich dieser Schlitz bis zur Breite der Bahn. Hier soll je eine Mutter eingelegt und ein Gewindebohrer eingesteckt werden. Haben Mutter und Bohrer die Bahn durchschritten, so ist das Gewinde fertig und beide, Gewindebohrer und Mutter, fallen nach unten.

Wedding[6]) kehrt die Lage der Spindeln um, so daß die Bohrer nach oben gerichtet sind. Die Muttern werden oben aufgelegt und durch den sie führenden Schlitten gegen die Bohrer gedrückt. Die fertigen Muttern sammeln sich, so weit der Raum reicht, am Hals der Gewindebohrer und werden dann von hier entfernt. Es gehört hierher unter anderen auch die Maschine der National-Machinery Comp. in Tiffin, O.[7])

Endlich gibt es Maschinen, bei welchen die Muttern gewissermaßen eine Schleuse durchlaufen; es wird der nach oben gerichtete Gewindebohrer zunächst an seinem unteren Ende festgehalten, so daß die in einer Art Röhre, die sich dreht, nach unten gedrückte Mutter von ihm aufgenommen wird. Demnächst wird der Gewindebohrer an seinem oberen Ende festgehalten, worauf die untere Befestigungsvorrichtung sich entfernt und die Mutter über den Gewindebohrer hinwegschlüpfen und hinabfallen kann.[8]) Beide angeführten Maschinen sind mit — sehr verschiedenen — selbsttätigen Zuteilvorrichtungen versehen. Die Cooksche Maschine soll in zehn Arbeitsstunden 12000 bis 15000 Muttern mit $^1/_2$" Gewinde, die Meischnersche in derselben Zeit 9000 Muttern mit $^3/_4$" Gewinde versehen können.

---

[1]) American Machinist, 29. Jan. 1891, S. 3, mit Abb. und Schaubild.
[2]) Z. 1885, S. 257.
[3]) Polyt. Zentralbl. 1865, S. 625, mit Abb.
[4]) Prakt. Masch.-Konstr. 1868, S. 236, mit Abb.
[5]) Dingl. Polyt. Journ. 1870, Bd. 197, S. 7, mit Abb.
[6]) Wiebes Skizzenbuch 1869, Heft 65, Blatt 9.
[7]) The Iron Age, 21. März 1889, mit Abb. und Schaubild.
[8]) Cook, American Machinist, 29. Okt. 1892, mit Schaubild. Meischner, Uhlands techn. Rundschau 1897, S. 25, mit Schaubild.

C. Maschinen, welche kommaartige Späne abheben. Fräs- und Schleifmaschinen.

1. Fräsmaschinen.[1])

Es ist die Drehbank ohne besondere Umstände als Fräsmaschine zu benutzen, indem man an deren Arbeitsspindel den Fräser befestigt und das Werkstück auf den Querschlitten spannt, so daß es quer gegen die Fräserachse verschoben werden kann. Ebenso sind fast alle liegenden Bohrmaschinen, sowie viele Schwärmeranordnungen und Lochbohrmaschinen in gleichem Sinne der Fräsarbeit dienstbar zu machen, sofern nur eine gegensätzliche Verschiebbarkeit von Werkstück und Werkzeug quer durch die Drehachse des letzteren vorgesehen ist.

Die eigentlichen Fräsmaschinen kennzeichnen sich dadurch, daß sie in erster Linie, oder ausschließlich für die Fräsarbeit, und meistens für einen engeren Kreis von Werkstücken hergerichtet sind, so daß nach der einen Seite eine Vereinfachung, nach der andern Seite aber eine Vervollkommnung für ihren eigentlichen Zweck vorliegt. Hieraus folgt, daß die Verschiedenheiten in der Bauart der Fräsmaschinen ungemein große sind, daß etwa ebensoviele verschiedene Fräsmaschinen gebaut werden, als verschiedene Aufgaben für sie vorliegen. Ich werde in dem Folgenden eine kleine Auswahl bringen.

a) Allgemeine Fräsmaschinen. Sie werden zuweilen auch Universal-Fräsmaschinen benannt, weil sie weniger einseitig sind als andere.

Zur Gewinnung einer Übersicht möge das Schaubild 933[2]) dienen. In dem oberen Teil eines unten als Schrank ausgebildeten Ständers ist in gewöhnlicher Weise eine Spindel gelagert; sie wird durch Stufenrollen und nach Bedarf durch ein doppeltes Rädervorgelege angetrieben. Das Hauptende der Spindel ist zur Aufnahme des Fräsers eingerichtet (vgl. S. 114 und 115), welcher entweder frei hervorragt, oder gegenüber der Spindel durch eine „tote Spitze" eine zweite Stützung findet. In letzterem Falle hat der Fräser eine weit sichere Lage als im ersteren; sofern der Fräser in einiger Entfernung von dem Spindellager sich befindet, oder eine große Länge hat, so ist die Stützung durch die erwähnte Spitze nicht zu entbehren. Es wird aber durch den die Spitze enthaltenden Arm die Zugänglichkeit der Arbeitsstelle erschwert, weshalb man diese Stützung fortläßt, wenn der Fräser ohne sie dem Werkstück gegenüber sich genügend starr verhält. Es wird dann der Arm, in welchem die tote Spitze sitzt, nach oben geschwenkt oder auch ganz fortgenommen. Dagegen tritt auch der Fall ein, daß die in Rede stehende Stützung durch einen „Oberhänger" nicht genügt, namentlich, wenn man dem Fräser schwerere Schnitte zumutet. Dann steift man den Oberhänger gegenüber dem Winkel, auf dem das Werkstück ruht, ab, indem an das andere Ende des Oberhängers zwei Schienen befestigt werden, die schräg nach unten gerichtet an zwei äußerste Enden des Winkels

---

[1]) Paul Hasluck. Milling machines and processes, London 1892, von Knabbe, Fräser und deren Rolle beim derzeitigen Stande des Maschinenbaues, Charkow 1893. Pregél, Fräs- und Schleifmaschinen, Stuttgart 1892. Dingl. polyt. Journ. 1895, Bd. 295, S. 140, 169, 210, mit Abb.; 1896, Bd. 299, S. 250, mit Abb.

[2]) Z. 1896, S. 1336, mit Schaubild.

geschraubt sind oder in anderer Weise. Diese Steifen beeinträchtigen die Zugänglichkeit des Fräsers und Werkstücks beträchtlich und machen den Eindruck des Notbehelfs.

An der Vorderseite des Ständers ist ein Winkel lotrecht zu verschieben, auf diesem ein Schlitten in wagerechter Richtung gleichlaufend zur Spindelrichtung. Dieser Schlitten enthält bei vorliegender Maschine einen Wendeschemel, an dem die Führung für den Aufspanntisch ausgebildet ist. Man kann also den Aufspanntisch — je nach Stellung des Wendeschemels — gleichlaufend zur Fräserachse, quer oder in irgend welchem Winkel zu ihr verschieben. So wird z. B. möglich, in Werkstücke, welche zwischen die

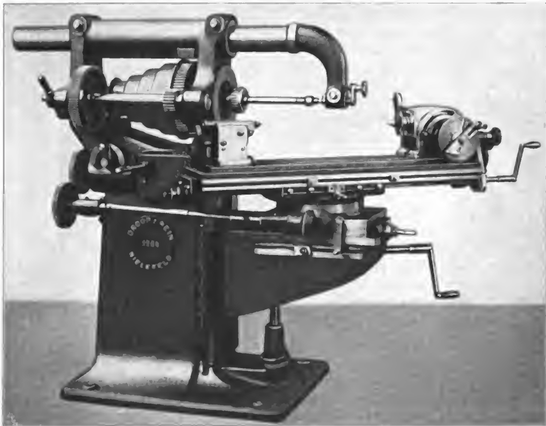


Fig. 933.

Spitzen der auf dem Aufspanntisch befestigten Haubitze (S. 148) und des Reitstockes (S. 135) eingespannt sind, Querfurchen zu fräsen, und wenn der Aufspanntisch unter entsprechendem Winkel schräg gestellt ist, unter Verschiebung des Aufspanntisches durch eine Schraube und Wechselräder (S. 162) gewöhnliche oder beliebig steile Gewinde zu schneiden. Wenn der Aufspanntisch quer gegen die Arbeitsspindel liegt, läßt sich die Maschine als Langfräsmaschine benutzen, oder zum Schneiden von Furchen in zwischen zwei Spitzen oder am Kopf der Haubitze befestigte Werkstücke, also auch zum Einschneiden der Zahnlücken in Räder usw.

Zum Schneiden der Zahnlücken in Zahnstangen dient eine mit Frässpindel versehene Hilfsvorrichtung. Man befestigt, um sie zu be-

nutzen, am Kopf der Arbeitsspindel ein Kegelrad, schraubt dann die Hilfsvorrichtung mittels ihres Flansches so gegen den Ständer, daß das erwähnte Kegelrad in ein wagerecht in der Hilfsvorrichtung gelagertes greift.

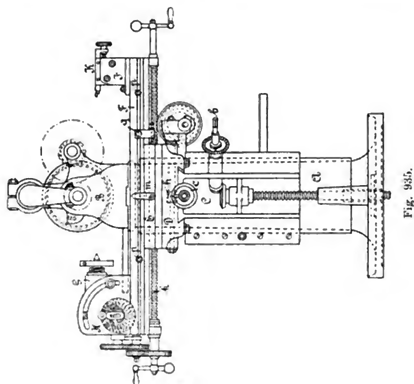


Fig. 935.

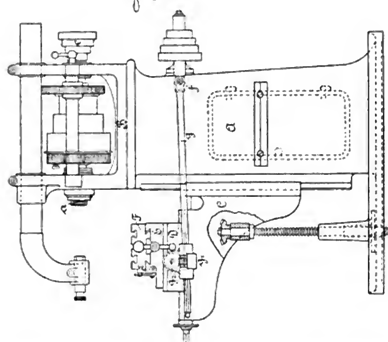


Fig. 934.

Hierdurch wird die quer zur Hauptspindel liegende Welle dieses zweiten Kegelrades gedreht. Sie überträgt ihre Drehbewegung auf eine zu ihr gleichlaufend liegende Welle, die — in der Gabelung der Hilfsvorrichtung — den Fräser aufnimmt. Die zu bearbeitende Zahnstange wird mittels

der Schraube des Aufspanntisches nach jedem Schnitt um eine Zahnteilung verschoben.

Nahe verwandt mit der durch Fig. 933 dargestellten Maschine ist die von Frister & Roßmann in Berlin gebaute[1]) und durch Fig. 934 u. 935 abgebildete. Auf dem kastenartigen Untergestell *A* ist der Spindelstock *B* befestigt; die Spindel *a* ist hohl und mit ausrückbarem Rädervorgelege versehen, so daß man ihr sechs verschiedene Drehgeschwindigkeiten geben kann. An ihrem Schwanzende sitzt eine vierstufige Rolle, welche eine tiefer liegende antreibt, deren Welle durch das Kreuzgelenk *f* mit der Welle *g* zusammenhängt. Auf *g* steckt verschiebbar ein in g_1 gelagerter Wurm, und g_1 vermag um die liegende Welle g_2 des Wurmes zu schwingen. An g_2 sitzt innerhalb des Schlittens *D* ein Wurm, der ein stehendes Wellchen dreht, dessen Achse mit der Drehachse des Wendeschemels *E* zusammenfällt, so daß ein am oberen Ende des Wellchens sitzendes Kegelrad mit zwei auf der Schlittenschraube *k* lose drehbaren Rädern bei Benutzung des Wendeschemels in Eingriff bleibt. Die Schraube *k* ist langgenutet und enthält zwischen den beiden zuletzt genannten Kegelrädern ein durch den Hebel *m* (Fig. 935) verschiebbares Kuppelstück, so daß das eine oder andere der beiden Räder oder keins derselben mit *k* gekuppelt wird. Dieses Kehrgetriebe dient zunächst zum Verschieben des Aufspanntisches *F*; an *F* einstellbare Frösche *p* lösen die Kupplung selbsttätig. Um schraubenförmige oder spiralige Gestalten — z. B. Reibahlen oder schraubenförmig verlaufende Radzähne — zu fräsen, wirkt ein auf dem linksseitigen Ende von *k* sitzendes Rad (Fig. 935), unter Vermittlung von Wechselrädern, auf die Spindel der Haubitze *HG*, so daß das mit deren Spindel verbundene Werkstück sich im geraden Verhältnis zu seiner Verschiebung dreht. Den kleinen Reitstock *JK* erwähne ich nur. Der Winkel *C* wird am Maschinengestell *A* und der Schlitten *D* an *C* mittels Schrauben verschoben, die mittels der Hand gedreht werden. Sie sind mit eingeteilten Ringen versehen, um ihre Drehung genau überwachen zu können.

Die allgemeine Fräsmaschine von J. E. Reinecker (Fig. 936—945)[2]) ist kräftiger als die bisher angeführten, es sind viel mehr Geschwindigkeitsstufen, insbesondere für die Zuschiebung, vorgesehen, auch wird letztere nicht von der Arbeitsspindel, sondern vom Deckenvorgelege abgeleitet. Fig. 936—937 sind zwei Ansichten der Größe 3, Fig. 938—943 stellen Einzelheiten dieser Nummer und Fig. 944—945 Einzelheiten der Größe 5 dar.

Der Antrieb der Hauptspindel *a* vom Deckenvorgelege aus und die Lagerung der Spindel *a* sowie des Fräserdornes *b* bedürfen keiner Erläuterung. Der Oberhänger kann mit Hilfe des Lagerkörpers *c* und des Ständers *d* gegen den Winkel *c* gut abgesteift werden. Die Zuschiebung kann mit 10 verschiedenen Geschwindigkeiten stattfinden, indem eine fünfstufige Rolle des Deckenvorgeleges auf die Rolle *f* wirkt, und in dieser ein ausrückbares Rädervorgelege sich befindet. Es ist für Fräsmaschinen allein richtig, die Zuschiebungsgeschwindigkeiten gegen das Deckenvorgelege abzustufen, also verschiedene Zuschiebungsgrößen gegenüber der Zeiteinheit bereit zu stellen, damit man das Verhältnis der Schnitt- zur Zuschiebungsgeschwindigkeit ohne weiteres verfolgen und danach letztere einstellen kann (vgl. S. 466).

[1]) D.R.P. No. 62654. Z. 1892, S. 754, mit Abb.
[2]) Z. 1900, S. 479, mit Abb.

Die Stufenrolle *f* und ihre Einrichtung läßt die Schnittfigur 939 deutlich erkennen. Es dreht sich die Welle *g* in zwei Lagern, die durch einen

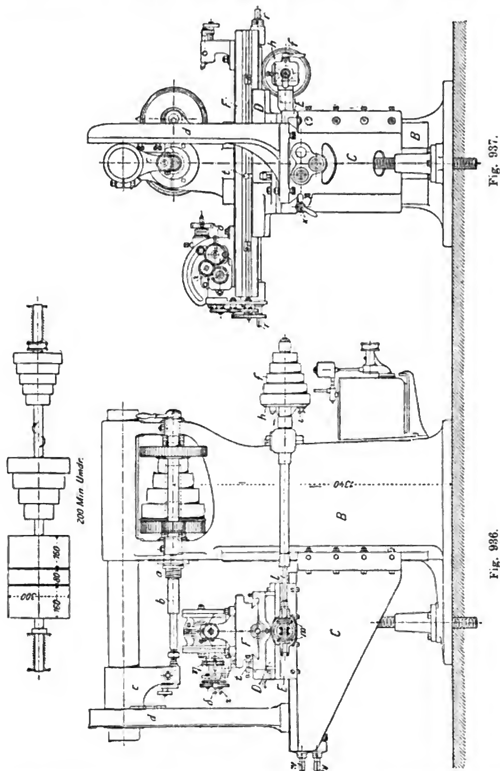


Fig. 936. Fig. 937.

Bügel miteinander verbunden und am Maschinengestell festgeschraubt sind. In der größten Stufe befindet sich ein Vorgelege (S. 169), dessen Zapfen an der Scheibe *h* sitzen. Kuppelt man diese Scheibe mit *f* mittels des Stiftes *i*,

so dreht sich *g* ebenso rasch wie *f*, zieht man *i* zurück und legt diesen Stift durch eine Gabel fest, so daß *h* sich nicht zu drehen vermag, so tritt das Rädervorgelege in Tätigkeit und liefert fünf langsamere Drehungen der Welle *g*. Die Drehungen von *g* werden durch drei Winkelräder, von welchen das mittlere nur Zwischenrad ist, auf die hohle Welle *k* übertragen. Das Lager von *k* sowie der Kasten, welcher die drei Winkelräder einhüllt, können um die Achse des Zwischenrades schwingen und in *k* steckt verschiebbar die Welle *l* (Fig. 936), auf welcher zwei in einem schwenkbaren Kasten befindliche Kegelräder *m* sich zunächst frei drehen. Ein zwischen den Rädern *m* verschiebbares Kuppelstück verbindet das eine oder andere mit *l* und vermittelt dadurch die Drehung der im Bettschlitten *E* gelagerten Welle *n* (Fig. 938). Am linksseitigen Ende von *n* sitzt ein Winkelrad, welches zunächst eine kurze stehende Welle mit an deren oberem Ende ausgebildetem Hyperbelrad dreht. Dieses greift (Fig. 945) in ein gleiches Rad mit hohler Welle, auf welcher zwei Winkelräder sitzen. Letztere betreiben zwei um die Bolzen *s* (Fig. 944 und 945) frei drehbaren Räder, welche mit dem Wurm *o* bzw. dem Hyperbelrad *p* zusammensitzen. Diese endlich drehen (vgl. Fig. 938) die kurze Schraube *q* und verschieben dadurch den Aufspanntisch langsam mittels des Wurmes *o*, oder rasch mittels des Hyperbelrades *p*, je nachdem das eine oder andere eingerückt ist. Die Stifte *s* (Fig. 944 und 945) sind um denselben Bolzen schwenkbar, um den sich die hohle Welle des Hyperbelrades und zweier Winkelräder dreht; sie sind mittels aus dem Wendeschemel *D* hervorragender Lappen zu heben, um *o* oder *p* in Eingriff zu bringen und werden dann durch an den Hebeln *t* ausgebildete Haken festgehalten. Federn drücken *s* nach unten und die unteren Enden der Hebel *t* nach außen. Sobald ein am Aufspanntisch einstellbarer Frosch das obere Ende eines der Hebel *t* nach außen drängt, so läßt der Haken los und der zugehörige Bolzen *s* sinkt nach unten (vgl. S. 206). Um mit Sicherheit zu verhüten, daß nicht gleichzeitig *o* und *p* in Eingriff kommt, ist ein Doppelhebel an *D* (Fig. 944) gelagert, welcher das Heben des einen Bolzens *s* nur gestattet, wenn der andere Bolzen *s* sich in unterster Lage befindet.

Das am Kopf der Welle *n* sitzende Kegelrad greift ferner in ein mit dem Wurm *t* behaftetes Kegelrad, welches sich frei um den nach unten hängenden Arm des Winkelhebels *S* (Fig. 938) dreht. Befindet sich *S* in der gezeichneten Lage, so greift der Wurm *t* in ein auf der Welle *u* sitzendes Wurmrad, und ein auf *u* befestigtes Stirnrad überträgt die Drehung auf zwei Stirnräder, welche sich lose um die Welle *v* bzw. *w* drehen, aber mit ihnen gekuppelt werden können. *v* dreht durch ein Kegelradpaar die lotrechte Schraube, die zum Verschieben des Winkels *C* am Ständer *B* dient, und *w* ist die, den Bettschlitten *E* auf *C* verschiebende Schraube (vgl. Fig. 936). Wird *w* selbsttätig gedreht, so dient der einstellbare Frosch *g* und der um den Bolzen *x* drehbare, mit hakenförmiger Nase versehene Hebel zum selbsttätigen Begrenzen des Wegs vom Schlitten *E*.

Bemerkenswert ist der zu dieser Maschine gehörige Teilkopf (vgl. S. 149). Fig. 936 und 937 stellen ihn in Ansicht, Fig. 940 in wagerechtem Schnitt dar. Die Welle *v* (Fig. 938), welche langgenutet ist, und auch den Zweck hat, die Drehung der kurzen Schraube *q* mittels Kurbel zu ermöglichen, wird umgekehrt auch von *q* umgedreht. Sie ist an einem ihrer freien Enden (Fig. 937 links) mit einem Stirnrad versehen, welches unter

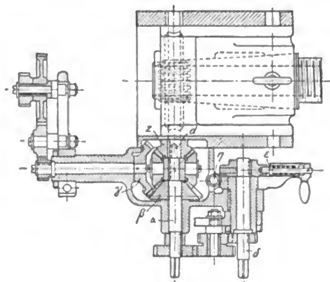


Fig. 940.

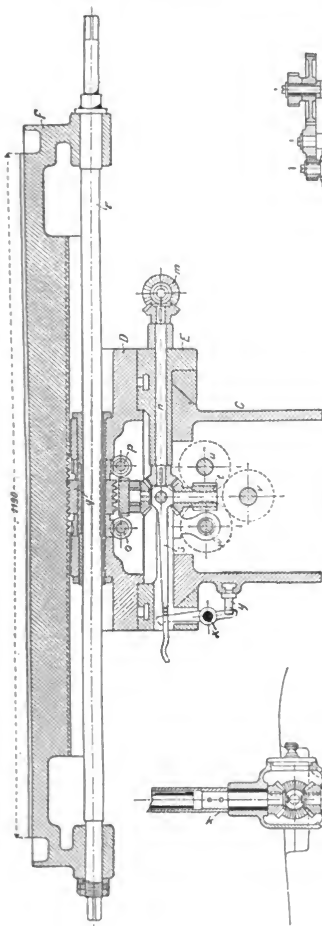


Fig. 938.

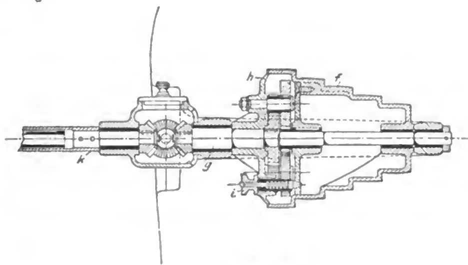


Fig. 939.

Vermittlung von Wechselrädern das Kegelrad γ (Fig. 940) dreht. Dieses greift in das um die Welle α frei drehbare Doppelkegelrad. Auf der Welle α sitzen zwei Zapfen fest, um welche zwei Kegelräder sich frei drehen. Diese greifen in das Rad z, das mit dem zum Drehen der Teilkopfspindel

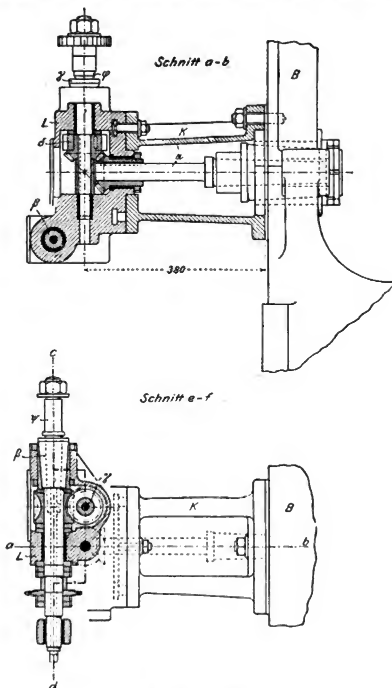


Fig. 941 u. 943.

dienenden Wurme verbunden ist. Wird nun α festgehalten, γ aber — unter Vermittlung von Wechselrädern — von v (Fig. 938) aus gedreht, so dreht sich die Teilkopfspindel im geraden Verhältnis zur Verschiebung des Aufspanntisches F. Man kann α mittels Wechselräder von δ aus drehen; ein

federnder Stift ε gestattet die ganze Drehung genau zu begrenzen. Wird γ festgehalten, so erfährt die Teilkopfspindel eine dem Räderwerk entsprechende Drehung. Man wählt die Wechselräder so, daß diese Drehung der Größe einer verlangten Teilung entspricht, so daß die Einteilung eines mit der Teilkopfspindel verbundenen Werkstücks sehr einfach zu bewirken ist. Soll diese Einteilung genau an einem bestimmten Punkte beginnen, so dreht man die Fassung des federnden Stiftes ε mit Hilfe des lotrechten Wurmes η.

Zu der vorliegenden Maschine gehört noch eine Hilfsvorrichtung (Fig. 941 bis 943). Ein Ständer K wird am Maschinengestell B festgeschraubt; am freien Ende des ersteren ist die Lagerung zweier Frässpindeln β und

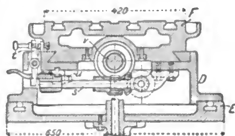


Fig. 944.

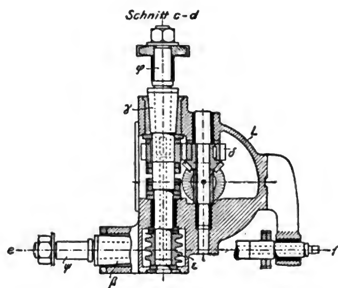


Fig. 942.

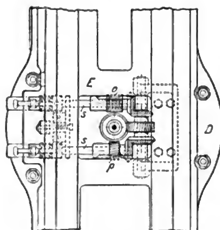


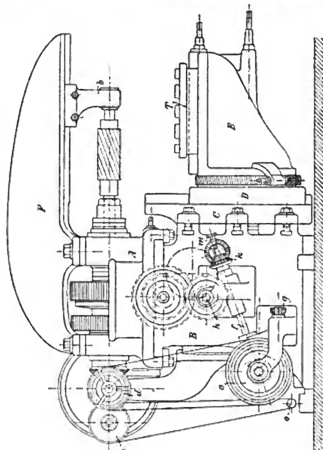
Fig. 945.

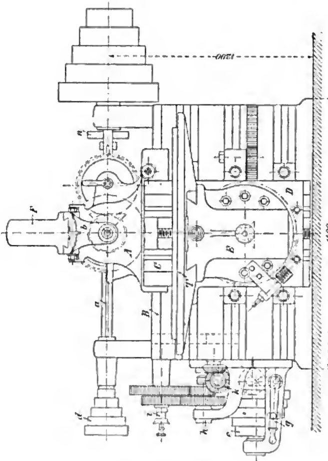
γ einzustellen und zu befestigen. Ein in die Hauptspindel gestecktes Wellchen α dreht durch Kegelräder das Rad δ und dieses die Spindel γ ohne Geschwindigkeitsänderung. γ ist an einem Ende zur Aufnahme von Fräsern geeignet, z. B. mittels des Dornes φ. Am Schwanzende von γ sitzt ein Wurm, welcher die Welle β dreht. In letztere läßt sich der Fräserdorn ψ stecken; es lassen sich aber auch Fräser unmittelbar auf β stecken (vgl. Fig. 942 unten links).

Verwandte Fräsmaschinen findet man in unten bezeichneten Quellen beschrieben.[1])

Fig. 946 ist die Vorder-, Fig. 947 die Seitenansicht einer von Ernst Schieß in Düsseldorf gebauten Fräsmaschine. Die Antriebsstufenrolle,

[1]) Cincinnati Milling Machine Co.: Z. 1901, S. 83. Maschinenfabrik Pekrun, Z. 1901, S. 1746. Wilh. Köllmann, Z. 1903, S. 489 mit Abb.


Fig. 947.


Fig. 946.

welche auf der Querwelle *a* sitzt, betreibt durch ein Kegelradpaar die Arbeitsspindel entweder unmittelbar oder unter Vermittlung eines doppelten Rädervorgeleges. Die zweite Lagerung der Fräserwelle bietet das am Arm *F* einstellbare Böckchen *b*. Der Spindelkasten *A* ist längs des Maschinenbettes *B* verschiebbar, wobei er das auf *a* sitzende Antriebskegelrad mit verschiebt. An der Vorderseite des Maschinengestelles *B* ist mit Hilfe von langen Aufspannuten die Platte *C* befestigt, an welcher der Schlitten *D* mittels einer Schraube lotrecht verschoben werden kann. An diesem Schlitten ist der Winkel *E* um eine wagerechte Achse drehbar angebracht. Diese Drehung vermittelt ein an *D* sitzendes Wurmrad, in welches ein an *E* gelagerter Wurm greift. Nachdem hierdurch die verlangte Lage des Winkels *E* gewonnen ist, befestigt man ihn an *D* mittels in kreisförmige Aufspannuten greifender Schrauben. Auf dem Winkel *E* endlich ist der Aufspanntisch *T* gleichlaufend zur Fräserachse zu verschieben. Der hier in lotrechter Ebene liegende Wendeschemel erleichtert insbesondere das Fräsen keilförmiger

Gegenstände. Der Aufspanntisch *T* enthält die gebräuchlichen Aufspannuten und umlaufende Rinne zum Sammeln und Ableiten der Kühlflüssigkeit. Nur die Verschiebung des Spindelkastens *A* auf dem Bett *B* findet selbsttätig statt. Diese Schaltbewegung geht von der Welle *a* aus, auf welcher die fünfstufige Rolle *d* steckt. Die Gegenstufenrolle *e* treibt durch zwei auf ihrer Welle mittels des Handhebels *g* verschiebbare Kegelräder die schräg liegende Welle *f* (Fig. 947), und zwar je nach Lage von *g* rechts oder links herum. Diese schräge Welle überträgt die Drehbewegung mittels Wurm und Wurmrad auf die Zwischenwelle *h* und diese durch zwei Stufenräder auf die Schraube *i*, welche den Spindelkasten verschiebt; durch den bei *i* (Fig. 949, links) sichtbaren Knopf ist das eine oder andere Rad mit der Schraube zu kuppeln. Es stehen somit 2 · 5 = 10 verschiedene langsame Drehungen der Schraube *i* für die Schaltbewegung zur Verfügung. Auf der schrägen Welle *f* sitzt aber auch ein Kegelrad *k* — durch Verschieben eines Knopfes *m* (Fig. 947) wird entweder dieses oder der vorher genannte Wurm mit *f* gekuppelt —

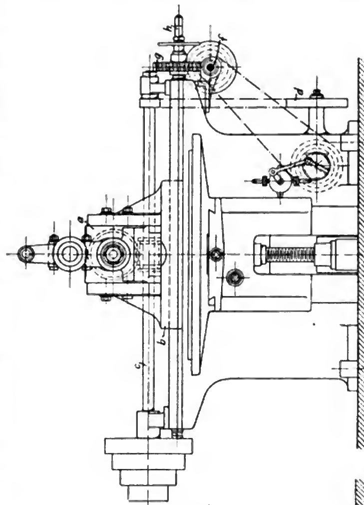


Fig. 949.

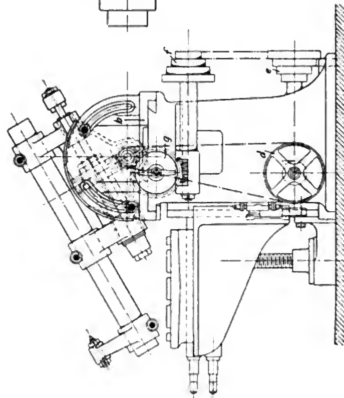


Fig. 948.

welches durch ein zweites Kegelrad und innerhalb des Maschinengestelles belegene Stirnräder die Schraube *i* rascher dreht, so daß man dieser im ganzen 15 verschiedene Drehungsgeschwindigkeiten gegenüber der Antriebswelle *a* geben kann.

Es möge bei dieser Gelegenheit erwähnt werden, daß die Zuschiebung für Fräsmaschinen, wenn sie von einer Welle abgeleitet wird, deren Drehungen zu denjenigen der Fräserspindel in festem Verhältnis steht, innerhalb weiterer Grenzen einstellbar sein muß als bei Maschinen, welche streifenförmige Späne erzeugen. Bei diesen ist die Schaltung für jede Drehung z. B. der Bohr- oder Drehbankspindel unabhängig von dem Durchmesser des Werkzeugs oder Werkstücks, bei den Fräsmaschinen muß sie sich auch mit dem Durchmesser der Fräser ändern. Es sind daher 15 Stufen in der Übersetzung nicht zuviel.

Die Riemenrolle *n*, welche von dem Deckenvorgelege besonders angetrieben wird, betätigt die zum Heben der Kühlflüssigkeit dienende Kreiselpumpe *o* (Fig. 947).

In den angeführten Beispielen ist die Arbeitsspindel fest gelagert; man entschließt sich zuweilen auch dazu, die Lagerung verstellbar zu machen, um den Fräser nach Bedarf mit wagerecht oder schräg liegender Achse sich drehend benutzen zu können, ja es sind Anordnungen vorgeschlagen, nach welchen der Fräserspindel jede beliebige Lage gegeben werden kann.[1]) Hier sollen nur zwei einfache Beispiele angegeben werden.

Es ist Fig. 948 eine End-, Fig. 949 eine Vorderansicht einer von Droop & Rein gebauten Maschine,[2]) deren Spindelkasten *a* um die Antriebswelle *c* schwenkbar und zu diesem Zweck zwischen zwei Lappen des Bettschlittens *b* befestigt ist. Die Fräserspindel wird von der langgenuteten Welle *c* aus durch Wurm und Wurmrad angetrieben. Eine kleine, auf *c* festsitzende, Riemenrolle treibt die größere Rolle *d*, das Stufenrollenpaar *ef* und einen Wurm, und dieser betätigt das auf der Schraube *h* steckende Wurmrad *g*, welches mit *h* gekuppelt werden kann (S. 191). Von *d* aus wird auch eine rechts unten in Fig. 949 sichtbare Flügelpumpe betrieben, welche die Kühlflüssigkeit wieder emporhebt.

Die Fig. 950 u. 951, Taf. XXXXI, stellen eine Wurm- oder Schneckenfräsmaschine von J. E. Reinecker dar. Das kastenartige Bett der Maschine ist im Grundriß *T*-förmig; auf dem Mittelstab dieses *T* ist der zur Aufnahme des Werkstücks bestimmte Schlitten *A*, auf dem Querstab der Schlitten *B* verschiebbar, welcher die Fräserlagerung enthält.

Die Fräserspindel *o* ist an der Platte *c* gelagert und zwar, in bezug auf Fig. 951 linksseitig, mittels doppeltkegelförmigen Zapfens, rechtsseitig in einem einfachen Augenlager. Es ist *c* an dem Kopf des Schlittens *B* drehbar, so daß man der Fräserspindel beliebige Neigungen geben kann. Der Betrieb des Fräsers erfolgt durch das Wurmrad *i* und den Wurm *h*. Da man die Achse von *h* mit der Achse der Platte *c* nicht zusammenfallen lassen konnte, so ist im Innern des Schlittens *B* (vgl. Fig. 950) ein Stirnradvorgelege angeordnet, welches die Verbindung von *h* mit der in der Achse von *c* liegenden Antriebsspindel vermittelt. Letztere wird durch ein Stirnrad-

[1]) Engineering, Sept. 1885, S. 221, mit Schaubild. Le génie civil, Dez. 1886, S. 121, mit Schaubild. The Iron Age, März 1889, S. 428, mit Schaubildern. Z. 1895, S. 1499, mit Abb. nach Revue industr., März 1895, S. 81.

[2]) Z. 1896, S. 1336, mit Abb.

und ein Kegelradpaar von der liegenden, langgenuteten Welle *p* aus angetrieben. An *p* sitzt, fliegend, eine vierstufige Riemenrolle, die von der Deckenvorgelegswelle (Fig. 952) aus betätigt wird. Die Verschiebung der Spindellagerung nebst dem Schlitten *B* bewirkt eine im Bett der Maschine gut gelagerte Schraubenspindel *l*.

Auf dem Schlitten *A* befinden sich zwei Lagerkörper *a* und *b*, welche das Werkstück drehbar festhalten sollen. *b* ist ein einfaches Augenlager, *a* enthält einen außen mit doppelten kegelförmigen Lagerflächen ausgestatteten Hohldorn *e* (Fig. 951). Im linksseitigen Ende dieses Hohldornes steckt ein außen kegelförmiges, gespaltenes Futter, welches durch eine Kappe in die kegelförmige Bohrung des Hohldornes *e* gedrückt wird, um das Werkstück mit *e* fest zu verbinden. Auf dem Hohldorn sitzt das Wurmrad *g*, und dieses wird durch einen auf der langgenuteten Welle *f* steckenden Wurm angetrieben. Dieselbe Welle betreibt auch — durch Wurm und Wurmrad, sowie Wechselräder, vgl. Fig. 950 — die Schraube *l*, so daß die Drehung des Wurmrades *g* mit der Verschiebung des Fräsers in einem festen, durch die erwähnten Wechselräder regelbaren Verhältnis steht.

Es sitzt nun das Wurmrad *g* nicht unmittelbar fest auf dem Hohldorn, sondern ist mit ihm durch eine bemerkenswerte Einrichtung verbunden, welche ermöglicht, *g* gegen *e* um bestimmte Winkel zu verdrehen. Es sitzt nämlich ein zweites Wurmrad *r* (Fig. 951) auf *e* fest. In dieses greift ein mit der Welle *s* verbundener Wurm, und dieser ist an dem Wurmrad *g* gelagert. Jene gegensätzliche Drehung von *g* zu *e* wird demnach durch Drehen der Wurmwelle *s* erreicht. Sie hat teils den Zweck, den Anfangspunkt des zu erzeugenden Wurmgewindes genau einzustellen, ist aber ferner nötig, um mehrfache Wurmgewinde zu erzeugen, und befähigt die Maschine auch zum Schneiden schraubenförmig verlaufender Radzähne. Es kann für ersteren Zweck die Wurmwelle *s* unter Vermittlung eines Kegelradpaares durch eine Handkurbel gedreht werden, für die weiteren Zwecke aber unter Zuhilfenahme von Wechselrädern durch eine in Fig. 950 angedeutete Einteilvorrichtung.

Der Antrieb der Welle *f* erfolgt von einer besonderen Deckenvorgelegswelle *t* (Fig. 953) aus. Sechsstufige Riemenrollen und ein in der größten Stufe von *u* untergebrachtes ausrückbares Rädervorgelege ermöglichen der Welle *f* zwölf verschiedene Drehgeschwindigkeiten zu geben. Es ist die Scheibe *v* (Fig. 951) auf der Welle der Stufenrolle *u* frei drehbar; sie dreht sich mit dieser Rolle, wenn — wie in der Zeichnung vorgesehen — ein in *v* verschiebbarer federnder Stift in den Boden von *u* greift. Mittels einer durch den Handhebel *k* nach oben verschiebbaren Gabel kann der federnde Stift zurückgezogen werden; die Gabel hindert dann gleichzeitig die Scheibe *v* sich zu drehen, so daß die an *v* gelagerten Räder in Tätigkeit treten.

Die lotrechte Lage des Fräsers bietet für eine Reihe von Arbeiten manche Vorteile; sie ist aber im allgemeinen nur dann anwendbar, wenn der Fräser frei auf seiner Spindel hervorragen, auf eine zweite Stützung des Fräsers verzichtet werden darf.[1]) Man lagert die Frässpindel an einem

---

[1]) Vgl. jedoch: Elsäss. Maschinenbau-Anst., Z. 1901, S. 158, mit Abb.

torartigen Gestell[1]) oder benutzt ein C-förmiges Gestell.[2]) Unter dem Fräser befindet sich der Aufspanntisch, welcher meistens um eine senkrechte Achse drehbar und in zwei wagerechten, sich rechtwinklig kreuzenden Richtungen verschiebbar ist. Es wird zuweilen nur dem Fräser, zuweilen aber auch dem Werkstück eine lotrechte Verschiebbarkeit gegeben.

Fig. 954, 955 und 956, Tafel XXXXII, sind drei Ansichten bzw. Schnitte, Fig. 957 und 958 Darstellungen von Einzelheiten einer Fräsmaschine mit lotrechter Spindel, wie sie Droop & Rein bauen.

Die Antriebswelle *a* (Fig. 954) ist hoch oben im Maschinenständer gelagert; sie soll minutlich 160 Drehungen machen. Eine auf ihr feste Stufenrolle *b* überträgt die Drehungen auf eine zweite, nahe am Fußboden sich lose um einen Zapfen drehende Stufenrolle, mit der die Einzelrolle *d* fest verbunden ist. Über diese, über zwei Leitrollen *e* und die breite Trommel *A* ist ein Riemen gelegt, welcher — wenn *A* mit dem Rade *f* gekuppelt ist — die Spindel rasch dreht, dagegen langsam, wenn diese Kupplung nicht vorliegt, aber das in Fig. 955 oben links erkennbare gewöhnliche Rädervorgelege eingerückt ist. Der Fräser macht hiernach minutlich 310; 198; 129; 82,6; 49; 31; 20,4 und 13 Drehungen. Das Ein- und Ausrücken des Betriebes erfolgt durch den Handhebel *g*, welcher durch seine lotrechte Welle auf den hoch oben angebrachten Riemenführer wirkt.

Die Lagerung der Spindel ist aus Fig. 954 deutlich erkennbar.

Der Spindelkasten *B* kann mittels einer Schraube am Ständer der Maschine lotrecht verschoben werden; zwei in Fig. 954 sichtbare Anschlagschrauben begrenzen die Verschiebung. Die erstere Schraube kann unter Vermittlung eines Kegelradpaares und einer liegenden Welle mittels des Handrades *i* gedreht werden; sie ist von der stehenden Welle *h* aus selbsttätig zu drehen, unter Vermittlung des im Kasten *C* (Fig. 954) untergebrachten Räderwerks. Die Welle *h* erfährt ihre Drehung nahe ihrem unteren Ende durch Wurmrad und Wurm, und letzterer, welcher mit der Stufenrolle *k* (Fig. 955) auf gemeinsamer Welle sitzt, von der Stufenrolle *l* aus. Diese ist mit einer der Leitrollen *e* verbunden, wie aus Fig. 956 deutlich hervorgeht.

Man kann hiernach der stehenden Welle *h* 24 verschiedene Drehgeschwindigkeiten geben, und zwar beträgt die größte minutliche Drehungszahl 60, die kleinste 2,1. Es bewegen sich die Verschiebungsgeschwindigkeiten des Spindelkastens ebenfalls in 24 Stufen zwischen 0,75 mm und 0,026 mm in der Sekunde.

Der Aufspanntisch *T* wird auf dem Querschlitten *D* mittels Wurm und Wurmrad von der langgenuteten Welle *m* aus gedreht, der Querschlitten *D* mittels der Schraube *n* verschoben. Das kann durch aufgesteckte Schlüssel mittels der Hand geschehen, aber auch selbsttätig von der Welle *h* aus. Es sitzt an dem Winkel *E* ein Kasten *o* (Fig. 954), welcher ein Kehrgetriebe umschließt; dieses dreht die Welle *p* entweder rechts oder

---

[1]) Richards & Co., Z. 1891, S. 414, mit Abb. Collet & Engelhardt, Z. 1897, S. 651, mit Abb. Droop & Rein, Z. 1901, S. 158, mit Abb. Ernst Schieß, Z. 1903, S. 567, mit Abb.

[2]) Droop & Rein, Z. 1896, S. 1263, mit Abb. J. E. Reinecker, Z. 1897, S. 829, mit Abb. Droop & Rein, Z. 1901, S. 157, mit Abb. Elsäss. Maschinenbau-Anst., Z. 1901, S. 158, mit Abb. J. E. Reinecker, Z. 1901, S. 161, mit Abb.; Vulkan, Z. 1901, S. 304, mit Abb. Droop & Rein, Z. 1903, S. 485, mit Abb. Maschinenfabr. Deutschland, Z. 1903, S. 487, mit Abb.

links herum bzw. läßt sie in Ruhe, je nach Einstellung des Handhebels *q* (Fig. 958). Auf der Welle *p* sitzt ein Wurm, der eine Zwischenwelle dreht, und diese betätigt durch am Stirnende des Querschlittens (Fig. 955, rechts) befindliche Räder die Schraube *n*. Es betragen die auf diesem Wege gewonnenen Verschiebungsgeschwindigkeiten des Querschlittens 1 bis 0,03 mm in der Sekunde. Der Weg des Querschlittens *D* wird auf folgende Weise begrenzt: An der Vorderseite des Schlittens ist eine Aufspannut angebracht, mittels welcher Frösche befestigt werden. Die Tasche *r*, in welcher der Wurm sich befindet und die der Welle *p* eine zweite Stütze bietet, ist um einen in Fig. 954 geschnittenen Bolzen drehbar und hängt anderseits an einem — nicht gezeichneten — Haken. Hat der Querschlitten seinen Weg vollendet, so löst der betreffende Frosch den Haken (Fig. 445, S. 205) und die Tasche *r* senkt sich sofort so viel, daß der Wurm außer Eingriff kommt. Es ist, um der Welle *p* die erforderliche Nachgiebigkeit zu verleihen, das im Kasten *o* angebrachte Lager von *p* außen kugelförmig, wie Fig. 954 erkennen läßt. Die obere Fläche des Querschlittens *D* ist mit Aufspannnuten versehen und dient als Aufspannfläche, wenn man den drehbaren Tisch nicht gebraucht. Daher ist *T* nebst zugehörigem Untersatz ohne Umstände von *D* fortzunehmen. Demgemäß muß auch der Antrieb der Welle *m* leicht fortzunehmen sein. Es wird *m* von der Zwischenwelle aus, welche *n* betätigt, unter Vermittlung wegnehmbarer Zwischenräder gedreht.

Die lotrechte Verschiebung des Winkels *E* am Maschinenständer dient nur zum Einstellen und findet deshalb mittels der Hand statt. Hinter dem Maschinengestell ist eine Kurbelscheibe *t* gelagert, welche die Flügelpumpe *u* betätigt. Diese hebt die Kühlflüssigkeit in den oberen Hohlraum des Maschinenständers, von wo sie der Arbeitsstelle wieder zugeführt wird. Der Tisch *T* und der Querschlitten *D* sind mit umlaufenden Rinnen zum Sammeln der Kühlflüssigkeit versehen; diese wird durch den Hahn *v* (Fig. 955) abgeleitet.

Eine von J. E. Reinecker gebaute Fräsmaschine[1]) mit lotrechter Spindel stellen die Fig. 959 und 960 in zwei Gesamtansichten und Fig. 961 bis 964 in Einzelheiten dar.

Es ist eine Hauptfrässpindel *S* und eine durch diese zu betätigende Nebenfrässpindel S_1 vorgesehen. Unter diesen befindet sich der Aufspanntisch *a*, welcher auf dem Bettschlitten *b* quer gegen die Mittelebene, und mit *b* gleichlaufend zu dieser Mittelebene verschoben werden kann.

Von der oben, in Fig. 960 angegebenen, besonders gelagerten Welle aus wird zunächst die Stufenrolle *l* angetrieben. Mit *l* dreht sich die Stufenrolle *k*, und diese dient zum Antriebe der Wurmwelle *d*. Man kann dieser, und demnach auch der Spindel *S*, sechs verschiedene Drehgeschwindigkeiten geben, da die Übersetzung des im Kasten *c* befindlichen Wurmradbetriebes sich nicht ändert. Aus Fig. 961 ist zu erkennen, daß das Wurmrad an einer im Maschinengestell gelagerten Büchse festsitzt, in welcher die Spindel *S* sich lotrecht verschieben kann; letztere ist unten in dem lotrecht verschiebbaren Bock *t* gelagert. Durch zwei auf *S* sitzende Muttern kann deren kegelförmiger Zapfen gehörig in die Büchse *u* gezogen werden, und diese kann durch zwei über, bzw. unter dem Ausleger befindliche Muttern ein wenig verschoben werden, um die Höhenlagen der in *S*, bzw. S_1 stecken-

[1]) Z. 1897, S. 829, mit Abb.

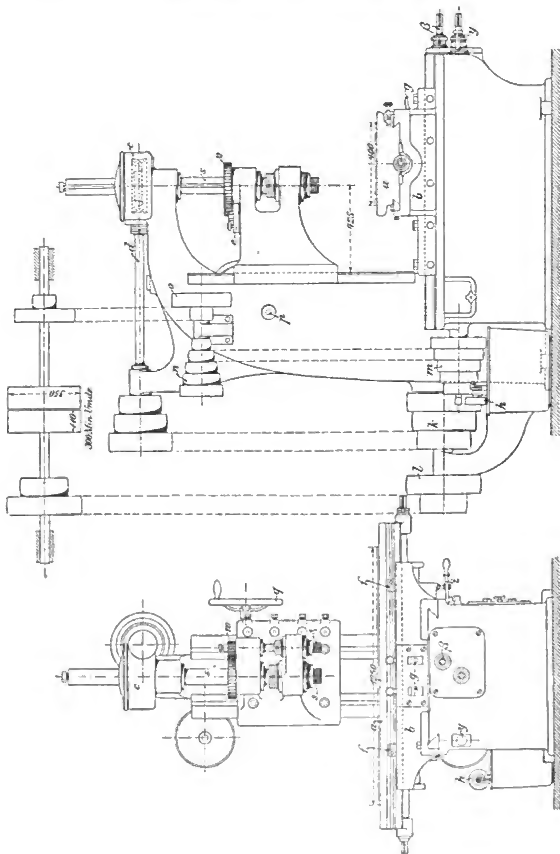


Fig. 959.

Fig. 960.

den Fräser genau in Einklang zu bringen. Die Lagerung der Nebenspindel S_1 gleicht der ersteren im wesentlichen; der Antrieb dieser Nebenspindel erfolgt durch die Räder *r* und *w* (Fig. 961) und ein Zwischenrad, welches mit Hilfe seiner Lagerung *e* (Fig. 960) zur Seite zu schieben ist, um S_1 außer Betrieb zu setzen. Es möge noch darauf hingewiesen werden, daß Fig. 961 die Reineckersche Fräserbefestigung (Fig. 237, S. 115) erkennen läßt.

Die Verschiebung des Bockes *t* am Ständer der Maschine wird durch das Handrad *q* (Fig. 959) bewirkt.

Von der in Fig. 960 oben liegenden Welle aus wird durch einen besonderen Riemen die Stufenrolle *o* betrieben. Mit dieser hängt die fünfstufige Rolle *n* zusammen, welche eine ebensolche *m* demnach mit zehn verschiedenen Geschwindigkeiten dreht. Die Welle *x* der letzteren Stufenrolle betreibt nach Fig. 963 durch ein Kehrgetriebe die Querwelle *z*; mittels des Knopfes *y* wird das Kehrgetriebe gesteuert. Es muß hier nun bemerkt werden, daß der obere Teil der Fig. 963 ein lotrechter Querschnitt, der unter der Welle *a* belegene Teil dagegen ein wagerechter Schnitt ist; die Welle *z* liegt wagerecht. Sie treibt durch ein Kegelradpaar zunächst die mitten unter der Bettplatte *b* liegende Welle *a*; diese dreht einerseits die zum Verschieben von *b* dienende Schraube *β*, und zwar durch Kegelrad- und Wurmradübersetzung (s. Fig. 963, rechts), anderseits eine um den Bolzen *γ* frei drehbare Büchse, die bestimmt ist, die Verschiebung des Aufspanntisches *a* auf der Bettplatte *b* zu bewirken. Nach dem Grundriß (Fig. 964) enthält die um *γ* drehbare Büchse zwei Kegelräder, welche zwei auf Bolzen *ε* steckende Hülsen *δ* drehen. Eine dieser Hülsen ist als Wurm, die andere als Hyperbelrad ausgebildet, beide können zum Betriebe der kurzen Schraube *ψ* (Fig. 962) benutzt werden, welche in eine halbröhrenförmige lange Mutter des Schlittens *a* greift und diesen verschiebt. Der Wurm *δ* dreht die Schraube *ψ* so, daß der Schlitten die für die Arbeit richtige Geschwindigkeit hat, das Hyperbelrad dreht die Schraube *ψ* in umgekehrter Richtung und bewirkt dadurch den raschen Rückgang des Aufspanntisches *a*. Die Bolzen *ε* (Fig. 963), um welche sich die beiden *δ* drehen, schwingen um den Bolzen *γ* und werden an ihrem freien Ende durch Haken *ω* getragen. Werden diese durch an *a* einstellbare Frösche ausgelöst, so fällt der betreffende Bolzen unter Beihilfe einer Schraubenfeder rasch so viel nach unten, daß der zugehörige Betrieb der kurzen Schraube *ψ* aufhört; er kann wieder eingerückt werden, indem man den betreffenden Stift *ε* mittels des Lappens *g* emporhebt (vgl. Fig. 447, S. 206). Um zu verhüten, daß versehentlich beide Antriebe zu gleicher Zeit eingerückt werden, sind die beiden Bolzen *ε* durch einen doppelarmigen Hebel überlagert (vgl. Fig. 964), welcher das Heben des einen Stiftes nur dann gestattet, wenn der andere in tiefster Lage sich befindet.

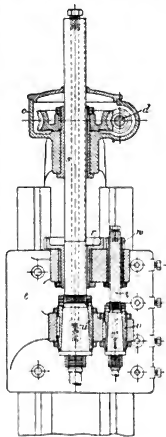
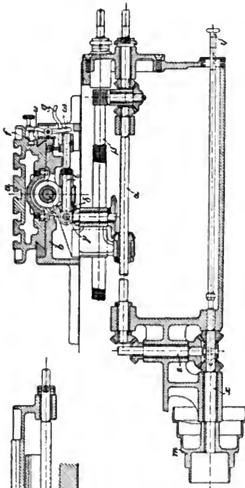
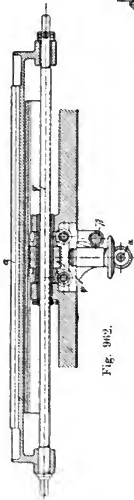
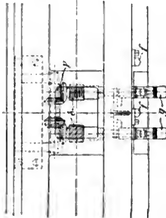


Fig. 961.


Fig. 963.


Fig. 962.


Fig. 964.

Mittels des am oberen Ende jedes Hakens ω sich vorfindenden Knopfes kann man den Betrieb jederzeit ausrücken. Die selbsttätige Verschiebung der Bettplatte wird durch den Handhebel *i* (Fig. 959) begrenzt, auf welchen, wenn die Auslösung des betreffenden Betriebes selbsttätig stattfinden soll, in bekannter Weise eine mit zwei Stellringen versehene Stange wirkt.

Von *z* aus wird weiter die Schraube gedreht, welche den Bock *t* selbsttätig zu verschieben hat.

h (Fig. 959 und 960) bezeichnet den Antrieb einer kleinen, zum Heben der Kühlflüssigkeit dienenden Pumpe.

b) **Parallelfräsmaschinen, auch Langfräsmaschinen** nennt man solche, die nur zum Erzeugen ebener oder gerader prismatischer Flächen dienen.

Wegen der unvermeidlichen Ungenauigkeiten und elastischen Nachgiebigkeiten sucht man Flächen, welche zueinander gleichlaufend sein sollen, gemeinsam zu bearbeiten.

Das kann mittels eines Fräsers geschehen, indem man den Fräser so gestaltet, daß er nach Fig. 965 die beiden Flächen des Werkstücks *w* von außen oder innen gleichzeitig trifft, oder indem man einen frei aus seiner Spindel hervorragenden Fräser *f* (Fig. 966) zwischen den beiden Flächen hindurchführt. Letzteres Verfahren ist insbesondere für Keilnuten und Keillöcher im Gebrauch.

Man kann diese Verfahren bei den bereits beschriebenen Maschinen anwenden. Da diese aber auch anderen Zwecken dienen, so sind sie für die vorliegende besondere Aufgabe nicht so zweckmäßig wie die hierfür ausschließlich gebauten.

Es wird die vorliegende Aufgabe auch dadurch gelöst, daß man gleichzeitig zwei oder gar mehrere Fräser arbeiten läßt.

Es stellen die Fig. 967 und 968, Tafel XXXXIII, eine große von J. E. Reinecker in Chemnitz gebaute Langfräsmaschine in zwei Ansichten dar, die Fig. 969 bis 972 erläutern Einzelheiten.

Bei dieser Maschine ist nur der Abstand zwischen Fräser und Aufspanntisch einzustellen, allerdings auch, aber nur in geringem Grade, der Fräser in seiner Achsenrichtung. Der Aufspanntisch nebst Werkstück bewegt sich nur in gerader Linie, quer gegen die Fräserachse.

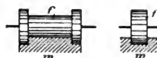


Fig. 965.

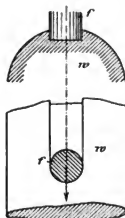


Fig. 966.

Der Hauptantrieb erfolgt von einem Deckenvorgelege aus mittels einer vierstufigen Rolle so, daß die neben dem Maschinenbett gelagerte Welle *a* minutlich 400 bis 1100 Drehungen macht. *a* überträgt ihre Drehungen auf die langgenutete, lotrechte Welle *b*, welche durch Kegelräder das am Spindelkasten *A* gelagerte Stirnrad *c* dreht, und dieses greift in das an der Hauptspindel feste Stirnrad *d*. Fig. 969 läßt die Lagerung dieser Hauptspindel *S* deutlich erkennen; es ist ihr linksseitiges Ende in der Nabe des Rades *d* frei verschiebbar, während das andere im Lager kegelförmig gestaltete durch die Lagerbüchse *e* — rechts durch ein Ballager — an jeder eigenmächtigen Verschiebung gehindert wird. Es kann die Lagerbüchse *e* durch die Muttern *f* ein wenig verschoben werden, um den Fräser dem Werkstück gegenüber in die genau richtige Lage zu bringen. Ist der Fräser lang oder befindet sich derselbe in einiger Entfernung vom Lager *e*, so wird der Fräserspindel *g* in *i* eine zweite Stützung geboten. Die Lagerbüchse *i* kann mittels des Handrades *h* verschoben werden. Den Spindelkasten *A* vermag man durch die lotrechte Schraube *k* und durch eine auf *m* (Fig. 967 und 968) gesteckte Kurbel am Bock *B*, den Lagerkörper *C* mittels der Hand am Bock B_1 lotrecht zu verschieben; über Rollen gelegte, mit Gegengewichten behaftete Ketten erleichtern diese Verschiebungen. Damit *A* und *C* sich genau gleich verschieben, sind sie durch den kräftigen Bolzen *l* (Fig. 967 und 968) miteinander verbunden. Es sind außerdem an den Böcken *B* und B_1 genaue Maßstäbe verzeichnet und sowohl an *A* als auch an *C* gegenüber dem zugehörigen Maßstab ein Nonius angebracht, um die Genauigkeit der Verschiebung überwachen zu können. Nachdem *A* und *C* die richtige Höhenlage erhalten haben, werden sie an den Böcken festgeschraubt.

Die Bewegung des Aufspanntisches geht von einem besonderen Deckenvorgelege mit fünfstufiger Rolle aus. Es dreht sich die Stufenrolle *o* (Fig. 970), deren Welle neben dem Maschinenbett gelagert ist, minutlich 335 bis 1125 mal. Durch Stufenräder, die man mittels des Knopfes *p* (Fig. 970) steuert, wird die Zahl der Geschwindigkeitsstufen verdoppelt, so daß der im Maschinen-

bett gelagerten Welle q 10 verschiedene Geschwindigkeiten gegeben werden können. Aus dem Querschnitt Fig. 971 und dem Längsschnitt Fig. 972 sieht man nun ferner, daß die Welle q ihre Drehungen entweder durch ein Kegelradpaar, Wurm und Wurmrad, Zwischenwelle und Stirnradpaar auf

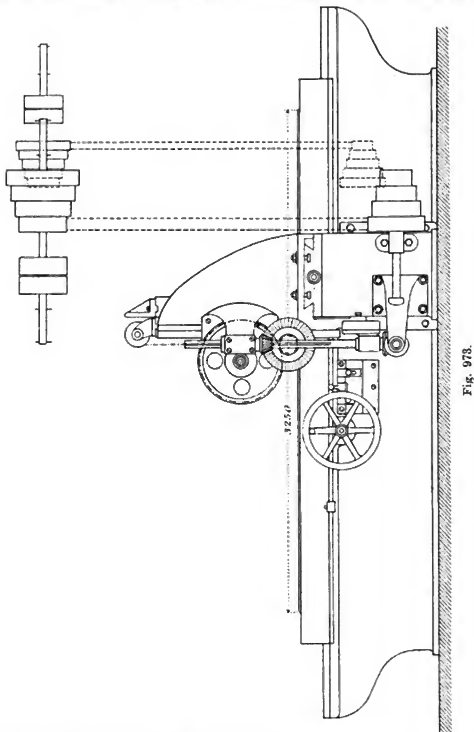


Fig. 973.

die kurze Schraube r überträgt oder unmittelbarer durch Stirnräder. Die Schraube r greift — wie bei der S. 469/72 beschriebenen Maschine — in eine halbröhrenförmige, am Aufspanntisch feste lange Mutter t und verschiebt demgemäß den Aufspanntisch, und zwar langsam, in 10 verschiedenen Ge-

schwindigkeiten bei Benutzung der Wurmradübersetzung, wenn der Fräser arbeitet, rasch, bei dem Betrieb durch Stirnräder, für den Rückgang. Nur einer der beiden Betriebe kann zurzeit tätig sein. Es hängt die Wurmlagerung, wie die des Zwischenstirnrades je an einem Haken *u* (Fig. 971), welche entweder durch am Aufspanntisch einstellbare Frösche oder mittels der Hand ausgelöst werden können. Man vermag die Schraube *r* mittels der Hand durch eine auf das Vierkant *v* (Fig. 967) gesteckte Kurbel zu drehen. Der Tisch der Maschine ist um 3000 mm selbsttätig zu verschieben; der kleinste Abstand der Fräsermitte von der Oberfläche des Tisches beträgt 125 mm, der größte 500 mm und die Weite zwischen den Ständern 700 mm.

J. E. Reinecker nimmt an, daß durch elastische Verdrehungen der Fräserwellen erhebliche Zitterungen im Schnitt fühlbar werden können, und empfiehlt daher für längere Fräser zweiseitigen Antrieb, wie Fig. 973 und

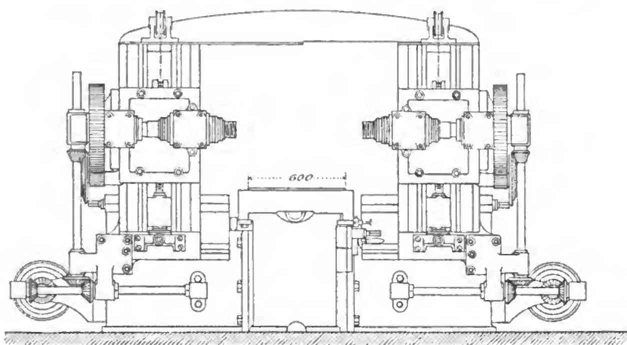


Fig. 974.

974 darstellen. An jeder Seite des Aufspanntisches befindet sich eine angetriebene Spindel, der Antrieb ist für beide Spindeln der gleiche. Die Einrichtung, welche dem Verschieben des Aufspanntisches dient, unterscheidet sich nicht von der vorhin beschriebenen. Abweichend von letzterer sind die Ständer in der Längsrichtung der Fräserspindel zu verstellen, so daß der Abstand der einander gegenüberliegenden Spindelköpfe z. B. zwischen 330 und 900 mm gewählt werden kann. Die Maschine, welche Fig. 973 und 974 darstellen, enthält einen Aufspanntisch von 3250 mm Länge und 600 mm Breite, wobei die Wasserrinne nicht eingerechnet ist. Der Tisch ist um 3000 mm selbsttätig zu verschieben und die Höhe der Fräsermitte über dem Aufspanntisch zwischen 125 und 650 mm einzustellen.[1]

[1]) Andere Langfräsmaschinen: Elsäss. Maschinenbau-Anstalt, Z. 1900, S. 1755, mit Abb. J. E. Reinecker, Z. 1900, S. 1756, mit Abb., S. 1761, mit Abb., 1901, S. 80, mit Abb. Grant Machine Tool Works, Z. 1901, S. 81, mit Schaubild. Pekrun, Z. 1901, S. 1743, mit Abb. Gildemeister & Co., Z. 1903, S. 488, mit Abb. Wilh. Köllmann, Z. 1903, S. 567, mit Abb.

Bei Nuten- oder Langloch-Fräsmaschinen muß der Fräser an jedem Hubende in seiner Achsenrichtung um die Spanbreite verschoben werden. Es hat der Fräser eine kurze Zeit als Bohrer zu wirken, um sich für sein Vordringen in der Achsenrichtung den Weg zu bahnen. Man wird für selbstverständlich halten, daß während dieses Vordringens des als Bohrer wirkenden Fräsers eine Querverschiebung unterbleibt. Allein es gibt wenige Keillochfräsmaschinen, welche dieser Forderung genügen, fast immer wird die Verschiebung in der Längenrichtung des zu erzeugenden Keilloches oder der Nut benutzt, um am Hubende die Fräserverschiebung in dessen Achsenrichtung durch ein Sperrwerk zu verrichten.[1]) Es kann daher diese letztere Verschiebung nur klein sein, sie beträgt zuweilen nur $^1/_2$ mm und

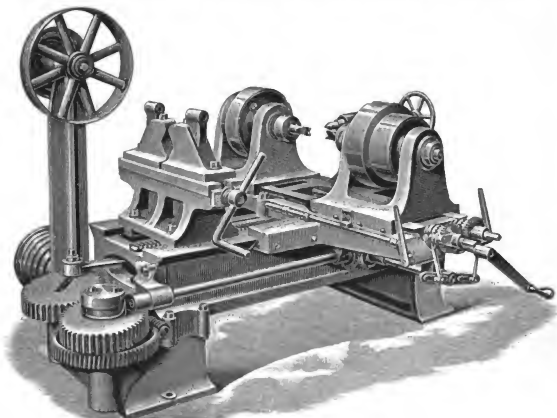


Fig. 975.

weniger. Wenn man dagegen die am Hubende vorzunehmende Zuschiebung des Fräsers derartig von der Verschiebung in der Längsrichtung der Nut unabhängig macht, daß letztere so lange ruht, bis der Fräser um den Betrag der neuen Spanbreite — der Dicke der nunmehr abzunehmenden Schicht — eingedrungen ist, so ist möglich, sofern die Maschine stark genug gebaut ist, diese Schichtdicke bis zu 6 mm zu wählen.

Die Verschiebung in der Nutenrichtung erfolgt teils durch eine Kurbel bzw. Kurbelscheibe, teils durch Schraube bzw. Zahnstange und Rad.

[1]) Vgl. Grafenstaden, Dingl. polyt. Journ. 1875, Bd. 216, S. 301. Oerlikon, Dingl. polyt. Journ. 1879, Bd. 233, S. 102. Hülse & Co., Engineering, Juni 1885, S. 692. Weber, D.R.P. No. 88469. Harrison, Engineering, Juli 1896, S. 59. Deutsche Werkzeugmaschinenfabrik, Z. 1901, S. 307, mit Abb.

Ersteres Verfahren veranlaßt wohl, die Kurbelscheibe durch elliptische Räder anzutreiben, um die Verschiebungsgeschwindigkeit einigermaßen gleichförmig zu machen.

Beispiele sind die oben angezogenen Maschinen der Grafenstadener Werkzeugmaschinenfabrik, von Hülse & Co. und der Deutschen Werkzeugmaschinenfabrik.

Hülses Maschine stellt das Schaubild Fig. 975 dar. Sie enthält zwei einander gegenüber befindliche Spindelstöcke mit liegenden Spindeln; letztere arbeiten gleichzeitig, wenn es sich um das Erzeugen eines Keilloches oder — zufällig — zweier einander genau gegenüberliegender Nuten handelt. Die Bettplatte, auf welcher die beiden Spindelstöcke sich befinden, wird — wie an der linken Seite des Bildes erkannt werden kann — durch eine Kurbelscheibe und Lenkstange hin- und hergeschoben. Der Antrieb der Kurbelscheibe erfolgt durch elliptische Räder, von denen das vordere durch Wurmrad und Wurm von einer siebenstufigen Riemenrolle aus gedreht wird. Die große Zahl der Stufen ist für diesen Antrieb erforderlich, um den wechselnden Hublängen der Kurbel sich einigermaßen anpassen zu können (S. 201). Die vor der Kurbelscheibe befindliche, von dem Wurm und Wurmrad unmittelbar angetriebene stehende Welle enthält über dem elliptischen Rade eine Nabe mit krummer Nut (S. 227), von welcher aus, wie leicht verfolgbar, die rechts vorn in dem Bilde erkennbaren Schaltwerke angetrieben werden. Es drehen sich die beiden im Vordergrunde sichtbaren Räder lose um die betreffenden Schraubenspindeln, werden aber durch Klauenkupplungen mit ihnen verbunden. Auf die verschiebbaren Teile dieser Klauenkupplungen wirken Handhebel; aber auch zwei Steuerstangen — von denen eine diesseits des vorderen Spindelstockes zu sehen ist — dienen zum Ausrücken der Kupplungen, indem sie durch die Spindelstöcke verschoben werden, sobald die Fräser auf die verlangte Tiefe vorgedrungen sind.

Mit dieser Maschine verwandt ist eine neuere von Droop & Rein,[1]) welche die Fig. 976 bis 983 darstellen.

Das Werkstück — z. B. ein Zughaken — *a* (Fig. 977 und 978) wird auf einen Tisch *b* gespannt, welchen die Kurbelscheibe *c* mittels Lenkstange auf festen Bahnen hin- und herschiebt. Die beiden gleichachsigen Spindeln der Fräserdorne *d* sind einander gegenüber in verschiebbaren Büchsen gelagert und werden bei jeder halben Drehung der Kurbel dem Werkstück *a* um einen einstellbaren Betrag genähert. Hierzu dienen die Wurme *i*, deren segmentartige Wurmräder mit den die Büchsen verschiebenden Zahnrädern auf gemeinsamen Wellen sitzen. Auf jeder der Büchsen sitzt ein nach außen hervorragender Arm, der, nachdem der Fräser auf volle Tiefe vorgeschoben ist, gegen das obere Ende des zugehörigen Hebels *e* stößt, an welchem das Lager des Wurmes *i* hängt. Der am unteren Ende von *e* sitzende Haken läßt das Lager von *i* los, wodurch *i* außer Eingriff kommt. Das Gegengewicht *f* dreht nun das in die Zahnstange der Büchse greifende Zahnrad zurück und bringt dadurch den Fräser in seine Anfangslage.

Nachdem die Fräser fast bis zur Werkstückmitte vorgedrungen sind, wird zunächst der eine Fräser zurückgezogen, während der zweite das Loch vollendet.

[1]) Z. 1903, S. 569, mit Abb.

Zum Betriebe der Maschine dient ein einpferdiger, im kastenförmigen Maschinenfuß aufgestellter Drehstrommotor oder ein Deckenvorgelege. Die antreibenden Rollen sind so breit gemacht, daß die Riemen den Verschiebungen zu folgen vermögen.



Fig. 976.

Der Fräser wird in das genau passende Loch des Fräserdornes *d* (Fig. 979 und 980) eingesteckt und dann der Mitnehmer *h* festgeklemmt, so daß der Fräserzapfen durch die Druckschraube nicht verdrängt werden kann. Der Dorn steckt mit seinem langen Kegel in der Spindel *g* und

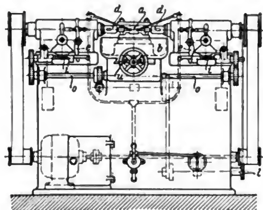


Fig. 977.

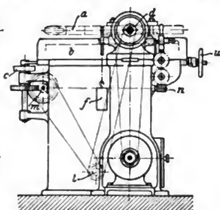


Fig. 978.

wird hier mittels einer Kappe, die mit Gewinden verschiedener Ganghöhen versehen ist, festgehalten. Die Spindel *g* dreht sich in langen, außen kegelförmigen, geschlitzten Büchsen. Die Verbindung der zum Verstellen der Büchsen dienenden Muttern mit den Enden der Büchsen *k* ist sehr einfach und hübsch; sie ist aus der Fig. 980 und 981 deutlich zu erkennen. In

der Achsenrichtung wird die Spindel *g* durch eingelegte Ringe gestützt, die durch am Schwanzende der Spindel sitzende Muttern gegeneinander gedrückt werden.

Von einer der Fräserspindeln wird durch einen Riemen die am Fuß der Maschine gelagerte Welle *l* (Fig. 977 und 978) angetrieben. Diese treibt zunächst durch Wurm und Wurmrad die Kurbelwelle einer Flügelpumpe,

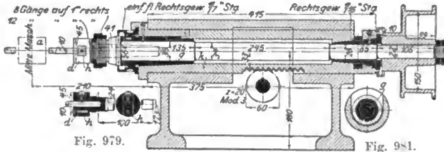


Fig. 979. Fig. 980. Fig. 981.

welche das Kühlwasser hebt. Ferner wird durch dreistufige Rollen die Welle *m* und durch diese mittels Wurmrades die Welle der Kurbelscheibe *c*, mittels Kegelräder die Welle *n* gedreht. Am freien Ende der Welle *n* sitzt ein eingängiger Wurm, der in das auf der Welle *o* (Fig. 982 und 983) lose steckende Wurmrad mit 30 Zähnen greift. Neben dem Wurmrade sitzt das Sperrad *p* fest auf der Welle *o*. Ein Sperrkegel, der mit dem Wurmrade

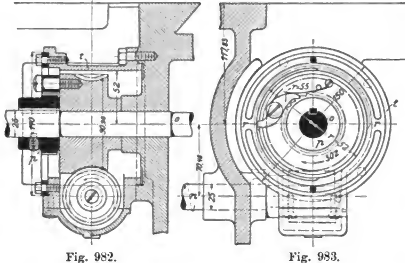


Fig. 982. Fig. 983.

verbolzt ist, wird durch eine Blattfeder gegen das Sperrad *p* gedrückt; der Schwanz dieses Sperrkegels löst diesen aus, indem er gegen die nach innen vorspringende Fläche des einstellbaren Ringes *r* stößt. Der Halbmesser dieses Ringes beträgt auf je etwa den halben Umfang 55 mm oder 52 mm; ersterer gestattet der Klinke in das Sperrad *p* zu greifen, letzterer hindert es oder hebt den Sperrkegel aus. Der Sperrkegel ist breiter als der Ring *r* und ragt in die röhrenartige Hülse *t* des Wurmrades. *t* ist inwendig auf 10 mm Länge ebenfalls nach den beiden Halbmessern 55 mm und 52 mm gestaltet, so daß die Sperrklinke nur längs desjenigen Bogens eingreifen kann, innerhalb dessen gleichzeitig an *r* und *t* 55 mm Halbmesser

sich vorfindet. Man kann durch Einstellen des Ringes *r* gegenüber *t* diese Bogenlänge zwischen 0° und 180° betragen lassen, so daß das Sperrad innerhalb dieser Bogengrenzen beliebig mitgenommen wird (vgl. S. 221). Vermöge der Übersetzung zwischen der Welle *m* und dem auf *o* steckenden Wurmrade dreht letzteres sich doppelt so rasch als die Kurbelscheibe *c*, und die Zuschiebung fällt in die Nähe des Hubwechsels vom Schlitten *b*. Die Übertragung der Drehung von *o* auf die Wurme *i* ist aus Fig. 977 ohne weiteres zu erkennen. Das Handrad *u* dient zum Einstellen des Zapfens, an welchen die Lenkstange der Kurbelscheibe *c* angreift. Die größte zu erzeugende Nutenlänge beträgt bei der vorliegenden Ausführung 120 mm.

Bei einer anderen von Droop & Rein gebauten Maschine (Fig. 984 bis 986, Taf. XXXXIV), welche vorwiegend für Keilnuten bestimmt ist, findet sich nur ein, und zwar ein lotrechter, Fräser.

Es ist die Lagerung der Fräserspindel *A* aus dem Schnitt Fig. 985 ohne weiteres zu erkennen, ebenso ihr Antrieb durch doppeltes Rädervorgelege, über die Trommel *B*, die Leitrollen *a* und *b* und die hinter der Maschine liegende Trommel *C* gelegten Riemen. Die letztere Trommel ist in Fig. 984 durch gestrichelte Linien angegeben; dort ist auch zu sehen, daß auf der zugehörigen Welle eine vierstufige Antriebsrolle sitzt. Man kann sonach dem Fräser acht verschiedene Drehgeschwindigkeiten geben, deren größte zur kleinsten sich etwa wie *21* zu *1* verhält. Mit der Trommel *C* sitzt auf derselben unten liegenden Welle eine kleine vierstufige Riemrolle *d*, von der aus die Verschiebung des Fräsers in der Richtung der zu erzeugenden Nut bewirkt wird.

Der Spindelkasten *D* ist am Bock *E* lotrecht verschiebbar; das Gegengewicht *F* erleichtert das Verschieben. *E* wird auf dem Ständer *S* wagerecht verschoben, und zwar bis zu 500 mm. Die Werkstücke sind auf dem Tisch *T* zu befestigen, durch Verschieben mit diesem Tisch auf dem Winkel *G* wagerecht und durch Verschieben dieses Winkels am Ständer *S* in lotrechter Richtung einzustellen. Während der Arbeit ruht das Werkstück.

Die Verschiebung des Bockes *E* auf dem Ständer *S* bewirkt nun die Schraube *e*. Es sitzt auf ihr die Scheibe *f* fest; diese ist mit einem halbkreisförmigen Schlitz versehen, in welchen eine in dem Rade *g* festsitzende Büchse greift und gleichsam als Mitnehmerstift wirkt, sobald sie gegen das Ende des Schlitzes stößt. In das 68 Zähne enthaltende Rad *g* greift ein solches mit 17 Zähnen (Fig. 985), und an der Welle dieses Rades sitzt ein Wurmrad mit 48 Zähnen (Fig. 984), in welches ein auf liegender Welle befestigter zweigängiger Wurm greift. Dieser wird durch ein Kehrgetriebe gedreht, welches besteht aus: einem an letztgenannter Welle festen Kegelrad mit 60 Zähnen, zwei auf der Welle *i* frei drehbaren Kegelrädern mit 33 Zähnen und endlich einem auf der Welle *i* nur verschiebbaren Kuppelstück, welches das eine oder andere oder keins der beiden Kegelräder mit der Welle *i* verbindet. An *i* sitzt die von der Stufenrolle *d* aus angetriebene Stufenrolle *k*. An dem Bock *E* ist eine Schiene *H* befestigt, an welcher zwei Frösche *l* geklemmt werden. Bewegt sich nun z. B. bei der in Fig. 984 angenommenen Stellung der Bock *E* nach links, so stößt nach einiger Zeit der rechts belegene Frosch gegen das obere Ende des doppelarmigen Hebels *J*, bewegt das auf *i* verschiebbare Kuppelstück nach rechts und rückt damit den bisherigen Betrieb aus. Das untere keilförmige Ende des Hebels *J* hat dabei den in der Hülse *L* verschiebbaren federnden

Stift zurückgedrängt, die lebendige Kraft der bisher bewegten Teile reicht aus, um *J* über den Scheitel des federnden Stiftes hinweg zu bewegen, und dieser dreht, nach oben schnellend, den Hebel so viel weiter, daß das Kuppelstück das rechts belegene Kegelrad mit *i* verbindet, also die entgegengesetzte Drehung des Rades *g* eintritt. Der an *g* feste, vorhin genannte Mitnehmerstift kann seine Drehbewegung zunächst noch nicht auf die Scheibe *f* übertragen, muß vielmehr zuvor den halbkreisförmigen Schlitz von *f* durchschreiten; während der Zeit, welche dieser Weg erfordert, ruht also die Schraube *e*. Diese Pause wird in folgender Weise zum Tiefersenken des Langlochbohrers benutzt. Es steckt auf der Nabe von *g* frei drehbar das Zahnrad *m* (Fig. 984); dasselbe ist rechts mit Kuppelzähnen versehen, in welche ein im wiederholt genannten Mitnehmerstift befindlicher Riegel unter dem Einfluß einer Feder greift, wenn dieser Riegel nicht besonders zurückgehalten wird. Er nimmt das Rad *m* mit, dreht dadurch das Rad *n*, die langgenutete Welle *o* und die Kurbelscheibe *p*. Sobald aber der im halbkreisförmigen Schlitz des Rades *g* sich bewegende Stift das Ende dieses Schlitzes erreicht hat, stößt die untere, etwa kegelförmige Fläche des an dem genannten Riegel festen Knopfes *h* gegen einen — in der Zeichnung nicht angegebenen — Vorsprung des Rades *g* und bewirkt damit das Zurückziehen des Riegels, so daß nunmehr *m* ruht, während die neue Drehung der Schraube *e* beginnt. Es sind nun — wie die Zeichnung ergibt — die Verhältnisse so gewählt, daß die Kurbelscheibe *p* während der Ruhepause der Schraube *e* eine volle Drehung macht, so daß die Schaltklinke *q* zunächst das Schaltrad und dessen Welle *r* dreht und sodann sich in ihre Anfangsstellung zurückbewegt. Sonach kann das Maß des Schaltens an der Kurbelscheibe *p* eingestellt werden. Die Welle *r* dreht durch ein Kegelradpaar die zum lotrechten Verschieben des Spindelkastens *D* dienende Schraube.

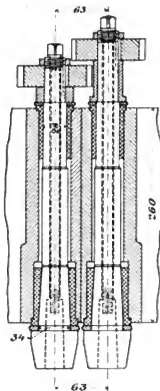


Fig. 987.

Diese vorzügliche Schaltungsart des Langlochbohrers, welche gestattet, ihn an jedem Hubende beträchtlich tief eindringen zu lassen, und doch reine Endflächen der Nut oder des Keilloches liefert, ist, was hervorgehoben zu werden verdient, zunächst von Ernst Rein, dem Teilhaber der genannten Firma, angewendet. Für Hobelmaschinen hat man ähnliches in anderer Form schon früher angestrebt (vgl. S. 228—230).

Fig. 986 zeigt noch, wie die Leitrolle *b* schief einzustellen ist, und daß die Leitrolle *a* gleichzeitig als Spannrolle für den Treibriemen benutzt wird.

Auch für das Erzeugen der Keilnuten im Innern der Radnaben verwendet man Fräser, doch wird bisher hiervon so wenig Gebrauch gemacht, daß für die Zwecke des vorliegenden Buches die Angabe der unten verzeichneten Quellen[1]) genügen dürfte.

[1]) American Machinist, 21. Febr. 1895, S. 141, mit Abb. Z. 1895, S. 1499, mit Abb. D.R.P. No. 78953.

Zueinander genau gleichlaufende Flächen entstehen auch, wenn man zwei Fräser nebeneinander legt und sie an den beiden Flächen gleichzeitig arbeiten läßt. Hiervon wird häufig bei Fräsmaschinen mit lotrechten

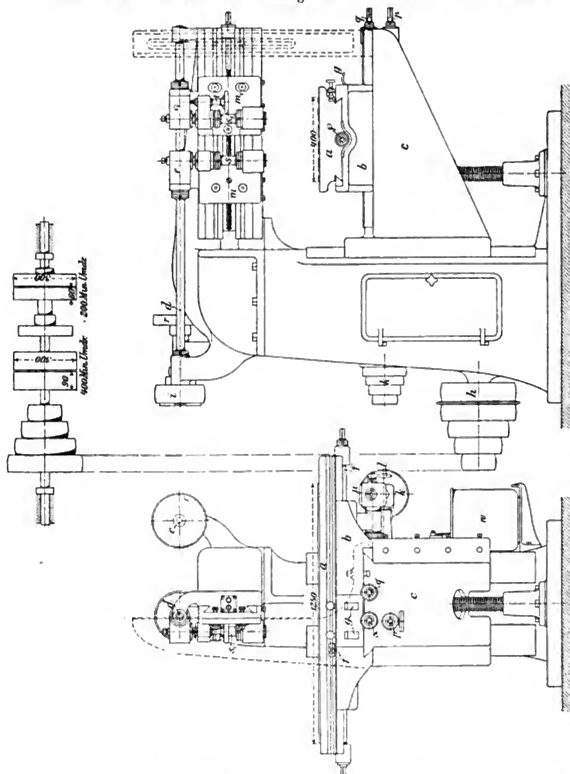


Fig. 989.

Fig. 988.

Spindeln — also einseitig gelagerten Fräsern — Gebrauch gemacht. Es ist selbstverständlich, daß man den Abstand der Fräserachsen, und zwar durch Verschieben der Spindellager, einstellen kann; insbesondere gewinnt

die Maschine, wenn sie die Möglichkeit bietet, die beiden Fräser bei Bedarf einander sehr nahe zu bringen.

Beaman & Smith in Providence, R. J., haben nach Fig. 987 die Lagerungen und den Antrieb der Spindeln so angeordnet, daß, obgleich die letzteren im Hauptlager 34 mm messen, der Abstand ihrer Achsen auf 63 mm eingestellt werden kann.

Abbildungen und Beschreibungen solcher zweispindligen Fräsmaschinen finden sich an den unten[1]) angegebenen Stellen; von der Reineckerschen Maschine ist Fig. 988 eine Vorder-, Fig. 989 eine Seitenansicht, während Fig. 990—992 Einzelheiten darstellen. Von dem Deckenvorgelege aus, welches minutlich 200 oder 400 Drehungen macht, wird zunächst durch ein Stufenrollenpaar die Riemenrolle *h* angetrieben, die mittels der Rolle *i* die oben im Maschinengestell gelagerte Welle *d* dreht. Die beiden Spindeln S und S_1 sind an den Schlitten *m* und m_1 gelagert und tragen in den Kasten *e* und e_1 untergebrachte Wurmräder, in welche an *d* verschiebbare Wurme greifen und demgemäß die Frässpindeln drehen. Fig. 990 läßt die Lagerungsweise der Spindel S_1, die derjenigen der Spindel S gleicht, im Schnitt erkennen. Während nun der Schlitten *m* am Ausleger des Maschinengestelles einfach wagerecht verschiebbar ist, hat man zur gegensätzlichen Höheneinstellung der beiden Fräser dem Schlitten m_1 auch eine lotrechte Verschiebbarbeit gegeben. Zu diesem Zweck liegt zwischen m_1 und dem Ausleger ein Schlitten *n* (Fig. 991 u. 992); letzterer ist am Ausleger wagrecht, m_1 an *n* mit Hilfe der Schraube *o* (Fig. 990) lotrecht zu verschieben. Diese Verschiebbarkeiten dienen nur dem Einstellen; während des Arbeitens werden *m* und m_1 mit dem Ausleger fest verschraubt.

Fig. 990. Fig. 991.

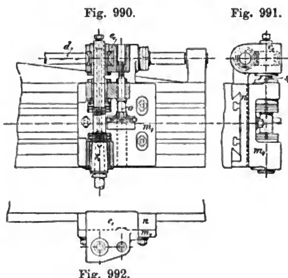


Fig. 992.

Der Aufspanntisch *a*, der Schlitten *b* und der lotrecht verschiebbare Winkel *c* sind ähnlich angeordnet, wie früher (S. 459) beschrieben wurde. Es sei bemerkt, daß die Verschiebung des Winkels *c* nur mittels der Hand stattfindet, und zwar durch eine auf *p* gesteckte Kurbel; auch die Verschiebung des Schlittens *b* auf *c* erfolgt nur mittels der Hand, indem auf die betreffende Schraube *q* eine Kurbel gesteckt wird. Die Verschiebung des Aufspanntisches *a* auf *b* kann selbsttätig stattfinden und zwar mittels ähnlicher Einrichtungen, wie sie Fig. 962 bis 964 (S. 472) darstellen. Das Deckenvorgelege enthält zu diesem Zweck eine besondere, zweistufige Rolle, die *r* antreibt; eine mit dieser verbundene fünfstufige Rolle dreht *k* (Fig. 988 und 989) und von dessen Welle wird durch Kegelräderpaare und eine verschiebbare Welle *u* (vgl. Fig. 934 und 935, S. 457) usw. in früher beschriebener Weise die Welle *ψ* der kurzen Schraube gedreht.

[1]) Droop & Rein, Z. 1896, S. 1335, mit Abb. J. E. Reinecker, Z. 1897, S. 830, mit Abb.

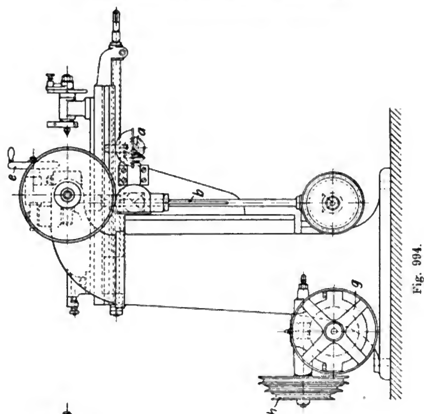


Fig. 994.

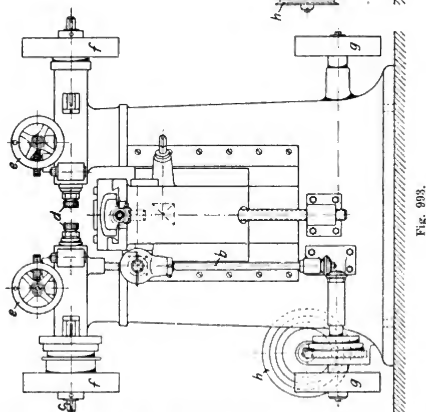


Fig. 993.

f (Fig. 988) bezeichnet einen einstellbaren Frosch, *g* die Lappen, mittels welcher man den selbsttätigen Tischbetrieb einrücken kann. Letzterer kann in beiden Richtungen rasch oder langsam stattfinden, vermöge eines Kehrgetriebes, welches durch den Handhebel *l* (Fig. 988) umzusteuern ist.

Bei einer ferneren Gruppe von Parallelfräsmaschinen liegen die Achsen der beiden zu gleicher Zeit arbeitenden Fräser in ein und derselben geraden Linie.

Es können dann die beiden Fräser auf derselben Welle sitzen[1]) oder auf voneinander unabhängigen Wellen befestigt sein.

Ein Beispiel für letztere Anordnung ist die Ansatzfräsmaschine für Muttern, Bolzenköpfe, Hahngehäuse usw., welche die Fig. 993 und 994[2]) darstellen. Es werden die Werkstücke entweder zwischen die Spitzen eines kleinen Reitstockes und eines mit Teilscheibe versehenen Spindelstockes (Fig. 994) gespannt, oder auf einen Dorn gesteckt, der lotrecht auf dem Aufspanntisch angebracht oder in anderer Weise am Aufspanntisch befestigt ist. Dieser ist durch Handkurbel, Kegelradpaar und stehende Schraube lotrecht zu verschieben (Fig. 993) und mittels der Hand oder selbsttätig quer gegen die Achse der Fräser. Ersteres geschieht, indem man auf das Vierkant der betreffenden Schraube eine Handkurbel steckt, letzteres durch Drehen der zugehörigen Mutter. Diese ist außen als Wurmrad ausgebildet, der eingreifende Wurm wird durch zwei Wellen und zwei verdeckte Winkelräderpaare von der stehenden, langgenuteten Welle *b* aus gedreht, und diese durch ein ferneres Winkelräderpaar und dreistufige Riemenrollen von der in Fig. 993 links belegenen Frässpindel aus. Der Antrieb der Maschine erfolgt — von einer Dynamomaschine aus — durch eine Stufenschnurrolle *h*, Wurm und Wurmrad; letzteres sitzt mit den beiden Riemenrollen *g* auf gemeinsamer Welle, und von *g* aus übertragen Riemen die Drehung auf die Rollen *f*, bzw. die Frässpindeln. Es sind die Riemenrollen *f* mittels ihrer Naben am Maschinengestell gelagert und die Schwanzenden der Frässpindeln in ihnen verschiebbar. Dagegen sind die Hauptlager der Spindeln nur mit diesen verschiebbar (vgl. Fig. 906, S. 437). Jedes Hauptlager ist mit Zahnstange versehen, und die Welle des eingreifenden Stirnrädchens wird oben durch Wurmrad, Wurm und Handrad *e* gedreht, so daß die Fräser *d* genau eingestellt werden können.

e) Fräsmaschinen, welche nach einer Lehre arbeiten. Unter Hinweis auf das früher (S. 94 bis 97) über die Benutzung von Lehren Gesagte, darf ich mich hier kurz fassen: es ist die Lehre so anzuordnen, daß der gegensätzliche Weg des Fräsers gegenüber dem Werkstück von der zu erzeugenden Fläche um den zugehörigen Fräserhalbmesser absteht. Zu diesem Zweck wird meistens eine Rolle, aber auch ein runder Stift benutzt, die man gegen die Lehre drückt, um beide stets in Fühlung zu halten.

Bei der Ernst Schießschen Fräsmaschine (Fig. 995 und 996) ist diese Aufgabe wie folgt gelöst. Auf dem Bett des Maschinenbockes *B* ist die Lagerung *b* der Rolle festgeschraubt, die — nicht gezeichnete — Lehre an der gegenüberliegenden Seite des Querschlittens *C* befestigt. Die Schraube *a*, welche zum Verschieben von *A* und *C* längs des Bettes *B* dient, ist in einer Büchse *d* (Fig. 995) rechts, unverschieblich gelagert. Für gewöhnliche Arbeiten wird diese Büchse *d* an ihrem Orte festgehalten; soll nach der

---

[1]) Für sechskantige Muttern: Dingl. polyt. Journ. 1888, Bd. 255, S. 503, mit Abb. Für gußeiserne Heizkörperglieder: Z. 1882, S. 1460, mit Abb.

[2]) Z. 1896, S. 1337, mit Abb.

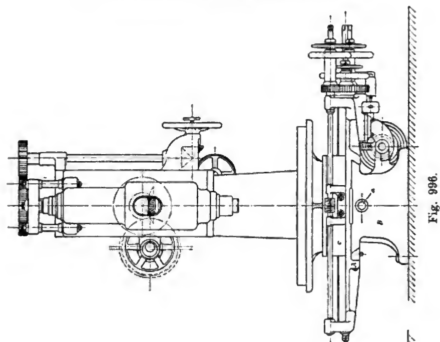


Fig. 996.

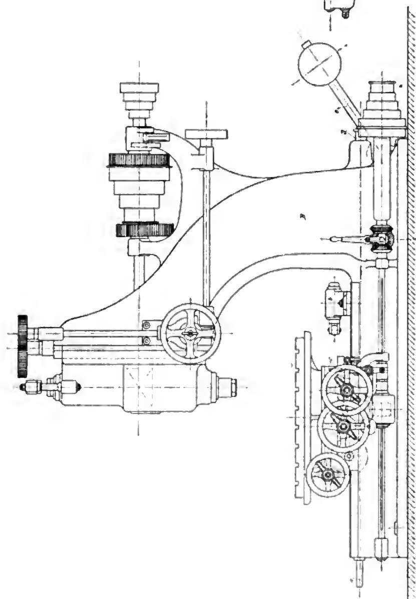


Fig. 995.

Lehre gefräst werden, so löst man die betreffende Klemme, so daß *a* in ihrer Achse sich verschieben kann. In eine Zahnstange der Büchse greift ein verzahnter Bogen, der mit dem belasteten Hebel *e* fest verbunden ist. Demgemäß zieht die Büchse *d* die in ihr gelagerte Schraube *a* und die Schlitten *A* und *C* stets nach rechts — in bezug auf Fig. 995 — und drückt die Lehre gegen die Führungsrolle.

Um auf der J. E. Reineckerschen Langfräsmaschine (Fig. 967 u. 972, Taf. XXXXIII) nach Lehre zu fräsen, wird auf dem Aufspanntisch die — gestrichelt gezeichnete — Lehre *L* befestigt und der Spindelkasten von der ihn tragenden Schraube gelöst, so daß er mittels der an ihm gelagerten Rolle *R* auf dem Rande der Lehre *L* ruht. Das — ebenfalls gestrichelt gezeichnete — Gewicht *Q* dient, unter Vermittlung eines Hebels, zur entsprechenden Belastung des Spindelkastens. Mit vorliegender Zustellung werden z. B. Lokomotivlenkstangen gefräst.

Die Fig. 997, 998 und 999, Taf. XXXXV, stellen eine von Droop & Rein gebaute Fräsmaschine für Weichen-Zungenwurzeln dar. Hier muß die Fräsermitte zum Teil einen Kreisbogen beschreiben; es würde daher nicht gelingen, die Führungsrolle bzw. den Führungsstift über den steilen Abhang der Lehre zu schieben, wenn diese der Zungenwurzel gleich gestaltet wäre. Deshalb ist von der Verlängerung der Lehre (S. 95) Gebrauch gemacht.

Die Maschine ist mit zwei genau gleichen Fräsern versehen, welche gleichzeitig zwei Schinen *w* (Fig. 998) bearbeiten. Diese Werkstücke sind auf dem längs des Maschinengestelles *A* verschiebbaren Schlitten *B* befestigt. Die Lehre *L* (Fig. 997 und 998) befindet sich mitten zwischen den beiden Werkstücken; sie ist auf der mit dem Schlitten *B* verschraubten Führung *d* zu verschieben, und zwar mittels der Schraube *b*, während *B* mittels der Schraube *a* verschoben wird. Beide Schrauben stehen mittels der Stirnräder *e* (Fig. 997) in Verbindung, so daß die Verschiebung der Lehre *L* längs des Führungsstiftes durch entsprechende Wahl der Gewindeganghöhen oder durch Wechseln der Räder *e* viel größer gemacht werden kann, als die Verschiebung der Werkstücke *w* gegenüber den Fräsern. Der Betrieb der Räder *ee* bzw. der Schrauben *a* und *b* vermittelt die ausrückbare Reibungskupplung *f* (Fig. 997 links), ein in dieser Figur unten rechts angegebenes Wurmradvorgelege und die Riemenrolle *g* (Fig. 999). Letztere ist mit einem Winkelrad aus einem Stück gefertigt und dreht sich mit diesem zunächst frei auf der durch eine vierstufige Riemenrolle angetriebene Welle *h*. Dem Winkelrad gegenüber steckt, ebenfalls lose, ein zweites auf *h*, und ein dazwischen liegendes Kuppelstück, welches durch den Handhebel *k* (Fig. 997), eine Welle und einen Zahnbogen verschoben werden kann, verbindet *h* mit dem einen oder anderen der beiden Winkelräder. Da nun ein drittes auf der Welle *i* festsitzendes Winkelrad in die beiden vorigen greift, so dreht sich *g* je nach der Lage des Kuppelstücks rechts oder links, und bewirkt die Verschiebung von Werkstücken und Lehre in einem oder dem entgegengesetzten Sinne. Gleichzeitig wird aber auch die Welle *i* rechts oder links gedreht, wovon weiter unten die Rede sein wird.

Am Kopf des Maschinengestelles *A* ist eine Platte *M* wagerecht verschiebbar. In deren Mitte ragt der Führungsstift nach unten vor, während links und rechts von diesem die beiden Frässpindeln *N* gelagert sind. Sie stecken, wie der Schnitt in Fig. 997 deutlich erkennen läßt, in lotrecht

verschiebbaren Büchsen und werden durch ein in die an ihnen ausgebildete Zahnstange eingreifendes Stirnrad, Wurmrad und Wurm mittels der Handräder *l* verschoben. Das obere langgenutete Ende jeder Fräserspindel steckt in einer Büchse, auf der ein Stirnrad *O* befestigt ist, und welche gleichzeitig die Lagerung dieses Rades vermittelt. In die Räder *O* greift das mit der Riemenrolle *Q* verbundene und um einen Bolzen des Schlittens *M* frei drehbare Stirnrad *P*. Der Treibriemen ist über die beiden Leitrollen *R* gelegt und wird durch eine höher liegende, in der Zeichnung nicht enthaltene Rolle betätigt. An der in Fig. 998 links belegenen Leitrolle *R* sitzt eine Stufenrolle, welche die Welle *h* antreibt.

Die wagerechten Verschiebungen der Platte *M* sollen nun regelmäßig so stattfinden, daß der mehrfach genannte Führungsstift mit der Lehre *L* in Fühlung bleibt. Zu diesem Zweck ist in der hohlen Platte *M* eine kurze, liegende Zahnstange angebracht, in welche ein an der langen, liegenden Welle *m* befestigtes Zahnrädchen greift, während am anderen Ende dieser Welle der belastete Hebel *n* sich befindet und so den an *M* festsitzenden Führungsstift gegen *L* drückt. *n* ist durch eine Art Sperrad mit *m* verbunden; man kann daher seine Lage auf *m* nach Bedarf ändern, auch *n* frei herabhängen lassen. Von dem letzteren wird Gebrauch gemacht, wenn ohne Benutzung der Lehre *L* gefräst werden soll. Es sind z. B. die Schienenenden gerade zu fräsen, wofür die Lehre nicht verwendet werden kann. Alsdann dreht man die Welle *m* durch ein Kegelradpaar von dem ausrückbaren Wurmrad *p* (Fig. 997 und 999) aus; dieses erfährt seine Drehung von der stehenden Welle *q* aus, entweder selbsttätig durch die früher genannte liegende Welle *i* oder mittels der Hand durch das Handrad *r* (Fig. 999), welches durch seine Welle und ein Kegelradpaar mit der stehenden Welle *q* in Verbindung steht.

Man bemerkt in Fig. 998 rechts von der Leitrolle *R* eine kleine Riemenrolle *s*. Sie betreibt die lose um einen Bolzen drehbare Rolle *t*, mit der eine Schnurrolle verbunden ist. Diese wirkt auf eine kleine, auf das Ständerchen *u* gestellte Kreiselpumpe, welche zum Heben der Kühlflüssigkeit dient. Das Lichtbild (Fig. 1000) ist eine Gesamtansicht der bemerkenswerten Maschine. Man sieht im Vordergrunde an einer auf dem Fußboden liegenden bearbeiteten Schiene die Steilheit der erzeugten Gestalt. Nur die gerade Endfläche und die zwei rechtwinklig zur Schienenlänge liegenden Schultern sind ohne Benutzung der Lehre erzeugt.

Solche stark gekrümmte Flächen lassen sich bei geeigneter sonstiger Gestalt der Werkstücke auch auf folgendem Wege nach einer Lehre fräsen.[1])

Es handelt sich z. B. um das Erzeugen einer krummen Nut in einer ebenen Scheibe. Führungsstift und Fräser liegen in derselben Achse einander gegenüber, zwischen ihnen, an gemeinsamer, in nachgiebigem Lager drehbarer Welle befestigt, einerseits die Lehre, anderseits das zu bearbeitende Werkstück.

Das Fräsen kleinerer Querschnittsformen nach größerer, geometrisch ähnlicher Lehre[2]) wurde bereits S. 97 beschrieben.

d) Räderfräsmaschinen. Es lassen sich kleinere Stirnräder ohne Umstände auf der allgemeinen Fräsmaschine bearbeiten, indem man sie

[1]) Davis & Grohmann, Portef. économique des machines, Dez. 1896, S. 180, mit Abb.

[2]) Z. 1885, S. 830; 1887, S. 1147, mit Abb.

auf einen Dorn preßt und diesen zwischen zwei Spitzen spannt. Eine der Spitzen ist (Fig. 312 S. 148) mit Mitnehmer und Einteilvorrichtung versehen. Das Ganze wird auf dem Aufspanntisch so befestigt, daß die Achse des Dorns mit der Verschiebungsrichtung gleichlaufend und quer gegen die Fräserachse liegt. Für schraubenförmig verlaufende Radzähne ist dieselbe Vorrichtung brauchbar; es muß aber die Achse des Dornes entspre-

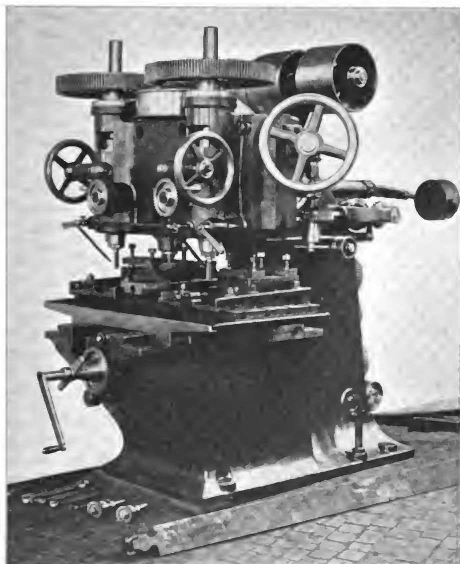


Fig. 1000.

chend schräg gegen die Fräserachse gerichtet sein, auch das Werkstück während der Arbeit sich drehen, weshalb eine selbsttätige Drehung des Mitnehmers (vgl. Haubitze, Fig. 313 und 314, S. 148) vorzusehen ist.[1]) Es verlaufen diese Arbeiten gerade so wie das Fräsen gerader oder gewundener Reibahlen- oder Fräserschneiden.

Während man auch kegelförmige Reibahlen und Fräser auf diesem

[1]) Vgl. Z. 1892, S. 754, mit Abb.

Wege bearbeiten kann, ist das Verfahren für Kegelradzähne nicht brauchbar, liefert mindestens ungenaue Zahnflanken.[1])

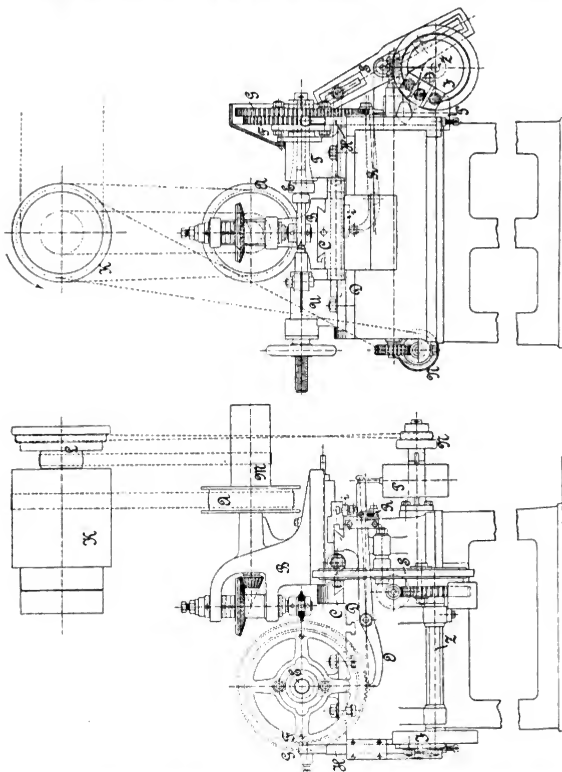


Fig. 1002.

Fig. 1001.

Größere Räder lassen sich mit entsprechend größeren Maschinen ebenso fräsen. Es ist unter diesen besonders der **Brainard**schen zu gedenken,[2])

[1]) Z. 1898, S. 15.
[2]) Revue industrielle, Mai 1891, S. 194, mit Abb. Z. 1892, S. 750. mit Abb.

welche von der Brainard Milling Machine Co. gebaut wird. Diese Maschine bearbeitet Räder mit beliebigen Zähnezahlen von der erstmaligen Einstellung ab bis zur Fertigstellung selbsttätig.

Fig. 1001 und 1002 zeigen eine einfachere, von H. Wohlenberg gebaute, selbsttätige Räderfräsmaschine.[1]) *A* bezeichnet die angetriebene Rolle; sie ist mit hohen Borden versehen, so daß bei dem Verschieben des Bockes *B* in der Achsenrichtung von *A* der Treibriemen auf der Trommel *K* des Deckenvorgeleges wandert. Die zu fräsenden Räder werden auf einen Dorn gepreßt und mit diesem an der drehbaren Spindel *E* befestigt; die Spitze des Reitstockes *U* stützt das freie Ende des Dornes. Der Fräser ist in dem Bock *B* lotrecht gelagert und kann mit diesem auf dem Schlitten *C* verschoben werden, um die richtige Entfernung von der Werkstückmitte zum Fräser einzustellen. Der Schlitten *C* wird gleichlaufend zur Werkstückachse auf dem Maschinenbett verschoben, und zwar mittels einer Schubstange und einer Schleife *S*, die in folgender Weise angetrieben wird: Neben der Riemenrolle *A* und mit ihr fest verbunden befindet sich die Trommel *M*, welche eine auf der Welle des Deckenvorgeleges sich frei drehende Stufenrolle *L* antreibt. Diese dreht die Stufenrolle *N*, deren Welle mittels Wurm und Wurmrad eine quer durch das Maschinenbett gelegte Welle dreht. Sie treibt durch Wurm und Wurmrad die Welle *z*, und an an ihr sitzt eine Kurbelscheibe mit einstellbarem Kurbelzapfen, der in die Schleife *S* greift. Jede ganze Drehung der Welle *z* führt demnach den Fräser einmal langsam am Werkstück hin und einmal rasch zurück. Nachdem auf dem Rückgange der Fräser die vorhin erzeugte Zahnlücke verlassen hat, wird die Spindel *E* um eine Teilung der in Bearbeitung befindlichen Räder gedreht. Das geschieht durch das Sperrad *F*, die Sperrklinke *H* und einen an der Scheibe *J* festen Daumen. *J* dreht sich mit der Welle *z*. Diese Drehung durch das Sperrad würde nicht genau genug sein. Es ist daher neben *F* ein Lehrrad *G* mit so viel keilförmigen Zahnlücken versehen, als die Zähnezahl der zu fräsenden Räder beträgt, und in je eine dieser Zahnlücken legt sich das keilförmige Ende des doppelarmigen Hebels *O* (Fig. 1001; vgl. Fig. 473, S. 222), welcher durch das Gewicht *P* belastet ist. Bevor das Sperrad *F* sich drehen kann, muß *O* zurückgezogen werden. Das geschieht durch den Hebel *R*, gegen den zu rechter Zeit die am Schlitten *C* feste Leiste *i* sich legt. So arbeitet die Maschine selbsttätig, bis ein neuer Satz Werkstücke einzufügen ist. Man bedarf aber für jede Zähnezahl eines besonderen Lehrrades.

Jene sinnreiche Anordnung, nach welcher die Schaltbewegung von der mit *A* verbundenen Trommel *M* abgeleitet wird, bringt die Fräserverschiebung in Ruhe, sobald der Fräser — vielleicht durch Bruch oder Gleiten des Antriebsriemens — zum Stillstand kommt.

Bei der selbsttätigen Räderfräsmaschine von der Maschinenfabrik Pekrun[2]) wird das Werkstück in der Nähe der Arbeitsstelle während des Arbeitens selbsttätig eingeklemmt, um das Zittern des Werkstücks zu verhüten.

Eine von Droop & Rein gebaute allgemeine Zahnräderfräsmaschine, welche Fig. 1003 u. 1004, Taf. XXXXVI, in zwei Ansichten bzw. teilweisen

[1]) Z. 1887, S. 1143, mit Abb.
[2]) Z. 1901, S. 1748, mit Abb.

Schnitten (Fig. 1005 bis 1007) in Ergänzungen darstellen, ist für Räder bis zu 1500 mm Durchmesser geeignet und imstande, gewöhnliche Stirnradzähne, schräge Stirnradzähne, schraubenförmig verlaufende Stirnradzähne, Wurmradzähne und sogenannte Pfeil- oder Winkelzähne zu schneiden. Angesichts dieser Vielseitigkeit sind die Abbildungen nicht leicht zu verstehen. Ich glaube sie am kürzesten beschreiben zu können, wenn ich zuerst den Gesamtaufbau und dann die Teile, welche für die einzelnen Verwendungszwecke in Frage kommen, erläutere.

Die Maschine besteht aus dem schweren, in Hohlguß ausgeführten Bett *A*, dem auf diesem verschiebbar angebrachten Bock *B*, an welchem die Fräserspindel gelagert ist, und dem ebenfalls auf *A* verschiebbaren Bock *C*, der die Aufspannvorrichtung für die Werkstücke enthält.

Der Antrieb erfolgt durch die Stufenrolle *D* (Fig. 1003); sie ist auf einer Röhre befestigt, die in einem am Bett *A* festen Bock sich dreht und die langgenutete, in ihr verschiebbare Antriebswelle *a* in Umdrehung versetzt. Links von der Lagerung der in Rede stehenden Röhre sitzen ein Stirnrad und eine Stufenrolle für die Schaltbewegungen.

An der rechten Seite des Bockes *B* (Fig. 1003), ist ein Körper *E* angebracht. Er ist da, wo er den Bock berührt, kreisrund, legt sich mit seiner Hohlfläche gegen einen an *B* ausgebildeten ringförmigen Ansatz und ist um die Achse dieses Ansatzes, die mit der Achse der Welle *a* zusammenfällt, drehbar. Mittels Schrauben, deren Köpfe in eine kreisrunde Aufspannut von *E* greifen, ist *E* an *B* zu befestigen. Das Drehen des Körpers *E* bewirkt man mittels des Wurmes *b*, der in Zahnlücken eines an *E* befestigten Ringes greift. Da kein Grund vorliegt, *E* ganz herum zu drehen, so enthält dieser Ring (vgl. Fig. 1004) nur 50 Zähne von 115, welche auf ihm Platz finden würden. Die Lagerung des Wurmes *b* ist aus Fig. 1003 und 1004 ohne weiteres zu erkennen.

Längs eines breiten, an *E* ausgebildeten Führungsstabes ist der Schlitten *F* verschiebbar. In ihm ist die hohle Spindel *g* gelagert, in welcher die Fräserspindel *H*, ein wenig verschiebbar, steckt. Diese Verschiebung dient zum genauen Einstellen des Fräsers in seiner Achsenrichtung. Zu diesem Zwecke ist das obere Ende der Spindel *H* mit Gewinde versehen, in welches das Muttergewinde des Handrades *d* greift, und dieses ist, wie aus Fig. 1003 deutlich hervorgeht, mit dem Wurmrad *e* so verbunden, daß beide gegeneinander verdreht werden können. Eine an der Mutter *d* angebrachte Klemme wird angezogen, sobald die Spindel *H* in richtiger Lage sich befindet. Die Spindel *H* ist mit ihrem unteren Ende in der einstellbaren Büchse *f* gelagert.

In das mit der hohlen Spindel *g* verbundene Wurmrad *e* greift ein auf der Welle *h* verschiebbarer Wurm. *h* wird durch Räder von einer Welle aus angetrieben, deren Achse die Achse der Welle *a* kreuzt und von dieser durch ein Kegelradpaar gedreht wird, so daß durch Drehen des Körpers *E* der Betrieb der Fräserspindel keine Störung erleidet. Es sei darauf hingewiesen, daß die links von *E* bzw. *h* in Fig. 1004 sichtbaren Räder — welche *h*, wie angegeben, antreiben — hinter dem Bock *C* liegen und mit diesem nichts zu tun haben.

Rechts von der Fräserspindel sieht man in Fig. 1004 eine Stufenrolle auf *h* stecken, die eine tiefer liegende Stufenrolle antreibt. Diese dreht durch Räder mit schraubenförmigen Zähnen eine kurze liegende Welle,

welche endlich durch Wurm und Wurmrad die Schraube *i* dreht und dadurch den Schlitten *F* an *E* verschiebt. Die Lagerung der genannten Welle vermag nun um die Achse der unteren Stufenrolle so viel zu schwingen, daß der Eingriff des mit ihm verbundenen Wurmes mit dem auf *i* steckenden Wurmrade aufgehoben werden kann. Wenn beide im Eingriff stehen, so hängt das freie Ende auf einer Nase, welche mit einer — aus der Figur nicht deutlich erkennbaren — in *E* gleichlaufend zur Schraube *i* verschiebbaren Stange in Verbindung steht. An dieser ist ein Anschlag einstellbar; verschiebt der Schlitten auf seinem Wege nach links mit Hilfe des Anschlages die Stange, so senkt sich die Lagerung, und der Eingriff des Wurmes wird unterbrochen. Durch die in Fig. 1004 rechts vom Schlitten *F* angegebene Schraubenfeder wird jene Stange wieder zurückgeführt. Die Zurückbewegung des Schlittens *F* nebst des an ihm gelagerten Fräsers geschieht durch Drehen der Schraube *i* mittels der Hand. Der Bock *B* kann durch eine Schraube *k* längs des Bettes *A* mittels einer Handkurbel bzw. eines Handrades verschoben werden, aber auch selbsttätig, worauf weiter unten zurückzukommen ist.

Ich wende mich nun zu dem Bock *C*. Derselbe enthält die kräftige, sorgfältig gelagerte Spindel *J*, in welche der Dorn *K* gesteckt wird, der meistens zur Aufnahme des zu bearbeitenden Rades dient. Dem Dorn wird eine zweite — nicht gezeichnete — Stützung durch einen, in Fig. 1004 rechts, auf das Bett *A* durch Schrauben zu befestigenden Bock gewährt. Es sitzt auf *J* auch eine Planscheibe *L*, welche zur Befestigung der zu schneidenden Räder benutzt werden kann. Um den Druck, welchen der Fräser in seiner Arbeitsrichtung auf das Werkstück ausübt, möglichst unmittelbar aufzuheben — der Weg dieses Druckes über den Dorn *K*, die Spindel *J*, den Bock *C*, das Bett *A* und weiter den Bock *B*, Führungsstück *E* zum Schlitten *F* würde bei schweren Schnitten zu Zitterungen Veranlassung geben — ist an *E* ein einstellbarer, in der Zeichnung nicht angegebener Anschlag befestigt, welcher sich in Höhe des Fräsers gegen den zu bearbeitenden Radkranz legt.

Die Drehung der Spindel *J* wird durch das sehr genau gearbeitete Wurmrad *M* und den Wurm *N* (Fig. 1003) bewirkt. Die Lagerung der zu *N* gehörenden Welle ist um über *N* befindliche Querzapfen schwenkbar, teils um den Eingriff von Wurm und Wurmrad überhaupt aufzuheben — wenn das an der Planscheibe zu befestigende Werkstück ausgerichtet werden soll, oder eine andere Veranlassung zum raschen Drehen des Wurmrades vorliegt — teils um die Gewindegänge des Wurmes fest in die Zahnlücken des Wurmes drücken zu können. Es greift an das untere Ende der in Rede stehenden Lagerung eine kurze Lenkstange *l*, die anderseits einem Wurmrade angebolzt ist. Der zugehörige Wurm ist in einer um die Achse des Wurmrades drehbaren Hülle gelagert. Man dreht Hülle und Wurmrad mittels der Handhabe *O* und legt ihre Endlage durch einen Einsteckstift fest; der Wurm wird benutzt, um den größeren Wurm *N* fest in die Zahnlücken von *M* zu drücken.

Das Kegelrad *m* (Fig. 1003 ganz rechts) steckt zunächst lose auf der Welle des Wurmes *N*; es kann durch einen in der Zeichnung unter ihm angegebenen Riegel — den man mittels des dort sichtbaren Knopfes verschieben kann — an jeder Drehung gehindert werden. Mit *m* ist eine Teilscheibe gekuppelt, in deren Löcher ein im Arm *n*, der mit der Welle

des Wurmes *N* fest verbunden ist, einstellbarer Stift greift, so daß man imstande ist, den Wurm *N* um ganz bestimmte Bogengrößen gegenüber dem Rade *m* zu drehen.

Die Verschiebung des Bockes *C* auf dem Bett *A* findet durch die Schraube *o* (Fig. 1003) statt. Das Weitere kommt bei der Erörterung der Benutzungsweisen der Maschinen zur Sprache.

Sollen gewöhnliche Stirnradzähne gefräst werden, so wird das Werkstück mittels des Dornes *K* oder der Planscheibe *L* an der Spindel *J* befestigt und — bei festgeriegeltem Zahnrad *m* (Fig. 1003) — nach jedem Schnitt, mit Hilfe des Armes *n* um eine Teilung gedreht. Der Bock *C* mit allem Zubehör ruht im übrigen. Der Bock *B* ist in der Achse von *J* dem Halbmesser des Werkstückes entsprechend genähert. *E* ist so eingestellt, daß die an ihm ausgebildete Führung wagerecht, d. i. gleichlaufend zur Werkstücksachse liegt. Durch die von der Welle *h* ausgehende Schaltung wird der Fräser — in bezug auf Fig. 1004 — von rechts nach links durch die von ihm erzeugte Zahnlücke geführt, diese Verschiebung des Fräsers selbsttätig unterbrochen und der Schlitten *F* mittels Handkurbel zurückgezogen.

Das Erzeugen schrägliegender gerader Zahnlücken (mangelhafter Ersatz für schraubenförmige Zahnlücken wird sogar zum Eingriff für einen Wurm verwendet) ist von dem soeben angegebenen Verfahren nur insofern verschieden, als man die Führung *E*, und damit den Fräser nebst dessen Weg entsprechend schräggestellt hat.

Für schraubenförmige Zahnlücken bzw. Zähne verschiebt sich *F* nicht an *E*; es wird *E* nur so weit schräg gestellt, daß der Fräser in die Richtung des zu erzeugenden Gewindes fällt. Dagegen wird die Beweglichkeit des Werkstückes stark in Anspruch genommen.

Es muß die Lage des letzteren gegenüber dem Fräser in der Richtung des Teilkreises sich in gleichem Verhältnis ändern, wie in der Richtung der Achse, was erreicht wird, indem man das Rad gleichzeitig dreht und verschiebt, und beide Bewegungen in festem Verhältnis stattfinden läßt. Von der Antriebswelle *a* (Fig. 1003) links, wird durch Riemen oder Zahnräder die größtenteils vor dem Maschinenbett *A* liegende Welle *p* angetrieben. Auf dieser sitzt — rechts — ein Arm *q* fest, in dessen Enden zwei kurze Wellen gelagert sind (vergleiche die gestrichelten Linien in der Umgebung von *p* (Fig. 1004). Diese Wellen enthalten je zwei Stirnrädchen, von denen die rechts (Fig. 1003) belegenen 13 Zähne, die links belegenen 14 Zähne besitzen. Erstere greifen in das Rad *r* mit 45 Zähnen, letztere in ein links belegenes Rad, welches mit 44 Zähnen versehen ist. Man kann nun *r* mittels einer in Fig. 1003 ganz rechts belegenen ringförmigen Mutter so nach rechts ziehen, daß es an seiner Lagerbüchse festgebremst wird. Dann dreht sich das auf *p* lose steckende Rad $^1/_{10}$ so rasch als *q*; diese Drehungen werden auf ein um die Welle *s* frei drehbares und auch verschiebbares Stirnrad übertragen. Verschiebt man es nach links, so wird es mit dem benachbarten Kegelrade gekuppelt und dadurch die Welle *t* in Drehung versetzt. *t* dreht unter Vermittlung von Wechselrädern, die an einem Stelleisen *S* angebracht sind, die Welle *u*, diese durch Kegelräder eine stehende, in Fig. 1003 ganz rechts sichtbare Welle, und diese endlich das Kegelrad *m*, von dem der vorhin erwähnte Riegel zurückgezogen ist, so daß es sich mit der Teilscheibe und dem Wurm *N* drehen kann. Es erfolgt

hierdurch also eine durch die Wechselräder einstellbare Drehung des Werkstücks. Ein auf *t* (Fig. 1004) steckendes Rad *v* ist so nach links geschoben, daß es in ein auf der Schraube *o* (Fig. 1003) festsitzendes greift, diese dreht und damit den Bock *C* und das Werkstück in der Achsenrichtung des letzteren verschiebt. Sobald der Fräser einen Schnitt vollendet hat, stößt ein am Fuß des Bockes *C* einstellbarer Frosch gegen den Winkelhebel *w* (Fig. 1004, 1006, 1007), löst dadurch den Hebel *x* (Fig. 1004 u. 1006), den eine Schraubenfeder stets nach links zieht, und hebt dadurch die Kupplung der beiden auf *s* (Fig. 1103 rechts) sitzenden Räder (30er Kegelrad, 40er Stirnrad) auf, wodurch der Betrieb der Welle *u* aufhört. Man dreht mittels des auf der Welle *s* sitzenden Handrades diese Welle rückwärts, verschiebt damit *C* und dreht gleichzeitig das Werkstück in die frühere Lage zurück, verdreht dann den Doppelarm *n* gegenüber der Teilscheibe so weit, wie die Zahnteilung des Werkstücks verlangt und rückt mittels des Handhebels *x* (Fig. 1004 und 1006) den Schaltbetrieb wieder ein.

Um Wurmradzähne zu erzengen, wird das Werkstück zunächst mittels scheibenförmigen Fräsers vorgefräst. Man stellt die Fräserwelle so weit schräg, daß die Neigung der Drehebene des Fräsers mit der mittleren Neigung der Wurmradzähne zusammenfällt, und führt ihn dann gegen das Werkstück, in welchem er eine Zahnlücke bis zu etwa ganzer Tiefe erzeugt.

Diese Verschiebung bewirkt die Schraube *k* (Fig. 1004), und zwar selbsttätig. Es sitzt nämlich nahe dem einen Ende von *k* ein Stirnrad auf der Schraube *k* fest. Dieses wird durch ein auf der Welle *y* (Fig. 1003, 1004, 1006 u. 1007) sitzendes Stirnrad gedreht und letzteres durch Wurm und Wurmrad, die in Fig. 1004 vor der Maschine, in Fig. 1007 rechts, in Fig. 1006 unten zu sehen sind. Die Welle *z* (Fig. 1003, 1004, 1006) vermittelt die Drehung dieses Wurmes und wird durch ein Stirnradpaar betätigt, das man in der Mitte der Fig. 1003 unten sieht. Das obere dieser Räder ist auf der Welle *p* verschiebbar, um den vorliegenden Betrieb ein- und ausrücken zu können. Ist die richtige Zahnlückentiefe erreicht, so stößt ein am Fuß des Bockes *B* einstellbarer Frosch gegen das obere Ende des doppelarmigen Hebels *P* (Fig. 1003 u. 1004) nnd dieser löst, unter Vermittlung einer Zugstange, einer liegenden Welle mit Hebeln, einer zweiten Zugstange, den Riegel, welcher bis dahin das Lager des Wurmes, der die Welle *y* treibt, mittels des Armes *a* trug; der Wurm senkt sich und die Zuschiebung des Fräsers gegen das Werkstück ist damit unterbrochen. Man dreht die Schraube *k* mittels der Hand rückwärts, schaltet — das Rad *m* hält sein Riegel jetzt fest — mittels des Doppelarmes *n* das Werkstück um eine Zahnteilung weiter nnd läßt die folgende Zahnlücke schneiden.

Nachdem so das Vorschneiden der Zahnlücken vollzogen ist, wird ein Fräser eingesetzt, dessen Umhüllungsfläche genau dem später anzuwendenden Wurm entspricht, und die Fräserspindel lotrecht eingestellt. Anderseits wird der das Rad *m* bisher festhaltende Riegel zurückgezogen, das Rad *r* (Fig. 1003) gegen das auf der Welle *p* feste Stück *q* geschoben, wobei beide miteinander gekuppelt werden, also der Planetenradbetrieb wegfällt — man muß das Werkstück erheblich rascher drehen, als bei dem Erzeugen schraubenförmiger Zähne — das Rad *v* (Fig. 1004) zurückgezogen, so daß der Bock *C* sich nicht verschiebt, und werden geeignete Wechselräder angewandt, so daß für jede Drehung des Fräsers sich das Werkstück um eine

Zahnteilung dreht, wenn der Wurm eingängig ist, oder um zwei Zahnteilungen, wenn ein zweigängiger Wurm in das Rad greifen soll.

Handelt es sich um das Fräsen von Pfeilzahnlücken, so wird der Körper *E* durch einen Kopf ersetzt, in dem eine Fräserspindel in der Achsenrichtung von *a* gelagert ist. Man verwendet einen fingerartigen Fräser. Vorher werden aber die Zahnlücken in der Mitte, dem Knickpunkte der Zahnlücken, vorgebohrt, wobei man im wesentlichen gerade so verfährt, wie bei dem Vorschneiden der Wurmräder. Nunmehr tritt der Fingerfräser in Tätigkeit, wobei das Werkstück gerade so bewegt wird, wie beim Fräsen schraubenförmig gewundener Zahnlücken. Man läßt den Fräser in dem vorgebohrten Loch anfangen und am Rande des Rades ausschneiden.

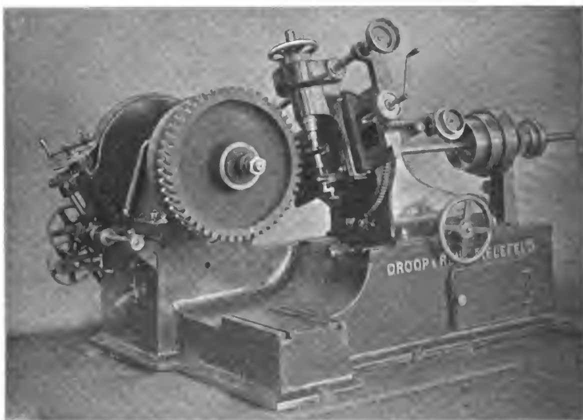


Fig. 1008.

Ich füge hier noch das Lichtbild (Fig. 1008) an; obgleich dasselbe nach einer älteren Ausführung gemacht ist und deshalb kleine Abweichungen in Einzelheiten aufweist, so glaube ich doch, daß das Bild das Verständnis der geometrischen Darstellungen fördert.

Man fräst die Wurmräder auch mittels eines einzigen aus einer Welle hervorragenden Zahnes;[1]) es läßt sich jedoch leicht erkennen, daß derartig gebaute Maschinen nur wenig zu leisten vermögen.

J. E. Reinecker verwendet für seine Wurmradfräsmaschine einen Fräser, welcher sich zu dem für das Rad bestimmten Wurm so verhält, wie ein guter Gewindebohrer zur Schraube (vgl. S. 46).[2]) Der Achsen-

[1]) American Machinist, 27. Mai 1897, mit Abb.
[2]) D.R.P. No. 81418 und No. 85079.

abstand vom Fräser zum Wurmrad ist von vornherein ebensogroß, wie demnächst der Abstand des Wurmes zum Wurmrad sein soll, wodurch die Maschine verhältnismäßig einfach wird, obgleich sie auch imstande ist, Wurmräder für schiefe Achsenlagen zu fräsen.

Fig. 1009 u. 1010, Taf. XXXXVII, sind zwei Ansichten der Maschine; Fig. 1011 u. 1012 stellt Einzelheiten der Fräserlagerung dar.

Es besteht das Gestell aus dem Hauptbock *K* und dem Nebenbock *L*. Auf dem ersteren ist die Lagerung der Werkstückspindel befestigt, und an einer Seite wird der die Fräserspindellagerung tragende Winkel *F* einstellbar festgehalten; der Nebenbock *L* gewährt beiden eine zweite Stütze.

Der Hauptantrieb erfolgt von einem Deckenvorgelege aus, welches sich rechts oder links drehen kann und auf die Stufenrolle *a* wirkt, so daß diese sich minutlich 300, 480, 760 oder 1200 mal dreht. Durch Winkelradpaare wird eine langgenutete stehende Welle, die liegende Welle *d* und die an dem Ausleger *F* (Fig. 1012) gelagerte kurze Welle gedreht, die ihrerseits die langgenutete Welle *c* dreht. Von dieser aus wird durch ein Kegelradpaar, ein Stirnradpaar und ein ferneres Kegelradpaar die Welle *f* (Fig. 1011) und endlich durch ein Stirnradpaar die Fräserwelle *h* angetrieben. Fig. 1011 ist ein vergrößerter Schnitt nach der Linie *A-B* der Fig. 1009. Sie zeigt im Schnitt den Schlitten *G*, welcher die Schraube *g* längs des Auslegers zu verschieben vermag, die auf *G* zu drehende Platte *H* mit der Lagerung der Welle *f* und den auf *H* verschiebbaren Schlitten *J* mit den Lagern der Frässpindel *h* und des Frädornes. Die zur Verschiebung des Schlittens *J* dienende Schraube wird durch Kegelradpaare und eine in der Drehachse von *H* liegende stehende Welle von der langgenuteten Welle *i* angetrieben letztere aber an der Stirnseite des Auslegers *F* (Fig. 1010) durch ein Stirnräderpaar von der Welle *k* aus. An derselben Stelle befindet sich auf der Schraube *g* ein Stirnrad, welches in das Mittelrad greift; auch die Welle *o* wird hier angetrieben. *k* erhält ihre Drehungen durch ein Wurmradvorgelege, Kegelräder und Zwischenwellen von der stehenden Welle *l* (Fig. 1011 u. 1009) aus, und letztere von einer Welle, die im Kasten *m* gelagert ist und angetrieben wird. Dieser Antrieb erfolgt von der benachbarten, von einem Deckenvorgelege angetriebenen sechsstufigen Riemenrolle unter Vermittlung eines Wurmradvorgeleges. In der Stufenrolle befindet sich ein mittels des Knopfes *n* ein- bzw. ausrückbares gedecktes Rädervorgelege, so daß man der in *m* gelagerten Welle zwölf verschiedene Geschwindigkeiten erteilen kann. Man kann sie außerdem rasch drehen durch die vom Deckenvorgelege angetriebene Rolle *e* (Fig. 1010) und zwar, da die Deckenvorgelegswelle mit Kehrgetriebe versehen ist, in beiden Drehrichtungen.

Die stehende Welle *l* liefert sonach sämtliche Verschiebungsbewegungen des Auslegers *F*, der Bettplatte *G* und des Schlittens *J* nebst auf ihm gelagerten Fräser. Die lotrechte Verschiebung des Auslegers *F* sowie die wagrechte des Schlittens *G* kann selbsttätig unterbrochen werden, und zwar durch eine kleine Drehung des stehenden Wellchens *p* (Fig. 1009), welche die Kupplung *q* ausrückt. Einem Hebel, der *p* durch lange Nut und in diese greifende Leiste angeschlossen ist, ist die Stange *d* angelenkt, und diese wird durch an *G* sitzende Augen, die gegen an *d* einstellbare Ringe stoßen, verschoben. Ferner ist ein Frosch *r* an dem Gestell *K* einstellbar, welcher die Welle *p* dreht, sobald die verlangte Höhenlage von *F* erreicht ist.

Die zur Aufnahme der Werkstücke dienende Spindel nebst Mitnehmerscheibe *P* wird durch das Wurmrad *E* und dessen Wurm *s* (Fig. 1012) gedreht. Für letzteren ist ein zweiseitiger Antrieb (vgl. S. 179) vorgesehen, indem auf seiner hohlen Welle ein Kegelrad sitzt, in welches ein mit der Welle *t* fest verbundenes Kegelradpaar greift, das anderseits mit dem auf der Welle *u* festen Kegelrade in Eingriff steht. Wenn *t* ruht und *u* durch eine Einteilvorrichtung betätigt wird, so ist die Drehung von *E* nur von letzterer abhängig. Die Maschine dient dann zum Fräsen von Stirnrädern. Ruht *t* und dreht man *u* — unter Vermittlung von Wechselrädern — von der stehenden Welle aus, die auch zum Drehen des Fräsers dient, so entstehen bei Benutzung gewöhnlicher wurmartiger Fräser Wurmräder. Es wird hierbei die lotrechte Verschiebung des Auslegers *F* benutzt, um den Fräser dem Werkstück allmählich zu nähern. Sollen schraubenförmige Zähne erzeugt werden, so wird *u* vor Beginn eines neuen Schnittes mittels einer Teilvorrichtung gedreht, während des Arbeitens aber erfährt das Rad *E* bzw. der Wurm *s* seine Drehung durch die Welle *t* in geradem Verhältnis zur Verschiebung des Schlittens *G* auf *F* (Fig. 1009). Wie weiter oben angegeben, wird die Schlittenschraube *g* (Fig. 1010) von der Welle *l* bzw. der in *m* gelagerten Welle *v* aus angetrieben. *v* dreht aber, unter Vermittlung von Wechselrädern und eines Wurmradvorgeleges (Fig. 1012) auch die Welle *t*. Soll endlich das Schneiden von Wurmrädern nach dem weiter oben genannten Reineckerschen Patent stattfinden, so muß die Geschwindigkeit des in Arbeit befindlichen Rades zunächst in dem Verhältnis zu derjenigen des Fräsers stehen, welches von dem zu machenden Wurmradvorgelege verlangt wird, und außerdem im Teilkreis sich ebenso rasch bewegen, wie die Verschiebung des Fräsers in seiner Achsenrichtung beträgt. Es müssen deshalb gleichzeitig die Wellen *t* und *u* sich drehen, um unter Vermittlung des zweiseitig beeinflußten Getriebes dem Wurm *s* die zutreffende Geschwindigkeit zu geben.

Der auf *F* (Fig. 1009) befestigte Bock *w* dient zur seitlichen Stützung des in Bearbeitung befindlichen Rades.

Der größte zu fräsende Raddurchmesser beträgt	1000 mm.
Der größte zulässige Fräserdurchmesser . . .	200 „
Der größte und kleinste Achsenabstand .	590 u. 60 „
Die größte zu fräsende Stirnradbreite	300 „

e) Kaltsägen. Den Übergang von den eigentlichen Fräsmaschinen zu den Kaltkreissägen bildet die Langbeinsche Beschneidmaschine für Blechkanten, insbesondere der gekümpelten Teile von Blechen,[1]) z. B. Lokomotivrahmenplatten und Kesselböden. Der Fräser *f* (Fig. 1013) hat einen keilförmigen Querschnitt; er steckt auf einer in der Hülse *a* drehbaren lotrechten Welle. Um die Hülse *a* drehbar sind drei Leitrollen gelagert, nämlich *r* unter dem Fräser um seine Achse frei drehbar, und zwei Rollen *b* — die sich in der Figur decken — welche gegen den zu bearbeitenden Bord des Werkstücks gedrückt und durch die Maschine langsam gedreht werden. *a* steckt nun in dem Ausleger einer Langbeinschen Bohrmaschine (Fig. 862, S. 414), kann sich daher in wagerechter Ebene frei bewegen, also dem Einflusse der

[1]) Organ f. d. Fortschr. d. Eisenbahnwesens 1895, S. 58, mit Abb. Z. 1897, S. 22, mit Abb. Revue industrielle, Jan. 1898, S. 14, mit Abb.

Rollen *b* und *r* folgen. So schreitet der arbeitende Fräser *f* längs des Bordes selbsttätig fort. Das Werkstück wird dabei — durch Schraubenwinden — in solcher Höhenlage gestützt, daß der Fräser den Bord in richtiger Höhe ab- bzw. beschneidet.

Man hat zum Beschneiden solcher Borde auch Kreissägen im Gebrauch, deren Welle lotrecht gelagert ist, während der zu bearbeitende Kesselboden auf einer liegenden Planscheibe befestigt ist und sich mit dieser dreht.[1])

Es wird die Kreissäge in größerem Umfange verwendet: für das Abtrennen der Eingüsse bzw. Saugköpfe an Eisen- oder Stahlgüssen, für das Quertrennen von Walzeisen, Einschneiden geschmiedeter Kurbelstücke u. dgl., also für die Bearbeitung sperriger und meistens auch schwerer Werkstücke. Man pflegt deshalb der Säge meistens nicht allein die Arbeits-, sondern auch die Schaltbewegung zu geben, während das Werkstück vermöge seines eigenen Gewichts ruht oder am Maschinengestell geeignet festgelegt ist.

Zu diesem Zweck ist z. B. die Sägenspindel lotrecht gelagert, der Spindelkasten wagerecht an einem Schlitten verschiebbar, der lotrecht eingestellt werden kann, um die Säge in die richtige Höhenlage zu bringen.[2])

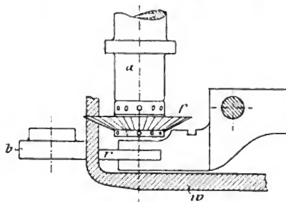


Fig. 1013.

Gebräuchlicher ist die wagerechte Lage der Sägenspindel: Oft wird dann der Spindelkasten längs wagerechter, am Maschinenbett ausgebildeter Führungsleisten selbsttätig verschoben,[3]) selten findet diese Verschiebung in lotrechter Richtung statt.

Heinrich Ehrhardt[4]) lagert die Kreissägenwelle in einem um eine wagerechte Achse schwingbaren Hebel, wodurch die Zuschiebung in einfachster Weise möglich wird.

Fig. 1014 zeigt eine solche von Breuer, Schumacher & Co. ausgeführte Säge. Mit der Grundplatte *A* ist einerseits eine in zwei Richtungen verstellbare Aufspannplatte, anderseits der Bock *B* fest verbunden. Die Welle der Säge *s* dreht sich in Lagern des Armes *a*, der mit zwei Zapfen in einem Bügel gelagert ist und mit diesem um die lotrechte Achse des Bockes *B* gedreht bzw. eingestellt werden kann, um beliebig schräg zu schneiden. In derselben Achse befindet sich eine in *B* durch Kegelräder betriebene Welle, welche oben durch ein Kegelradpaar eine in *a* gelagerte Welle, den auf dieser sitzenden Wurm und das mit der Säge verbundene Wurmrad betätigt. Der Säge *s* entgegengesetzt ist auf *a* eine Welle mit

[1]) The Engineer, Aug. 1895, S. 214, mit Schaubild.

[2]) J. Hill & Sohn, Engineering, Nov. 1890, S. 627, mit Schaubild.

[3]) The Engineer, Nov. 1886, S. 362; Mai 1887, S. 350. Engineering, Juli 1887, S. 561; Okt. 1896, S. 457. The American Engineer, April 1895, S. 188. The Iron Age, Aug. 1896, S. 353, sämtlich mit Schaubildern.

[4]) D.R.P. No. 6236.

zwei Daumenscheiben *d* gelagert, welche unter Nasen *e* des mit *a* um die lotrechte Achse von *B* drehbaren Bügels greifen. Das mit den Daumen-

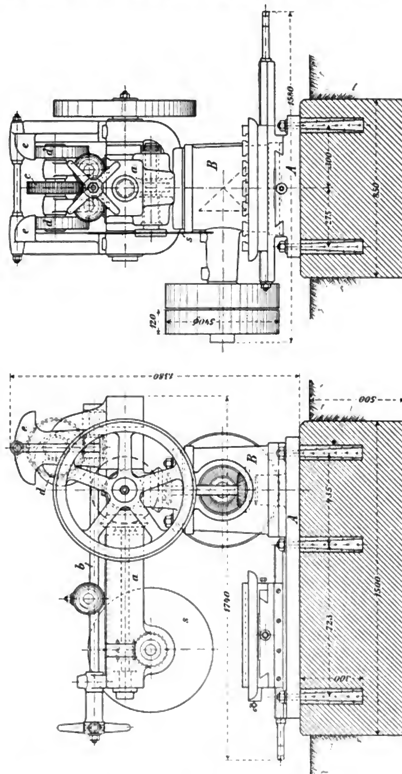


Fig. 1014.

scheiben verbundene Wurmrad *c* wird durch einen an *b* sitzenden Wurm gedreht und dadurch die Säge *s* gehoben oder nach unten gelassen. Das Zuschieben der Säge erfolgt nur durch das Gewicht der Säge, ihrer

Lager usw. sowie einstellbarer Hilfsgewichte, so daß zu starkes Zuschieben vermieden wird.

Das Schaubild Fig. 1015 zeigt eine der vorigen Maschine ganz ähnliche, welche von derselben Firma gebaut wird. Sie weicht von der Maschine, welche Fig. 1014 darstellt, hauptsächlich durch den Antrieb durch einen Elektromotor ab. Dieser hat eine Änderung in der Lage der Antriebswelle veranlaßt. Über der Säge bemerkt man ein Gefäß, welches der Säge Kühlwasser zuführt. Im übrigen dürfte dieses Bild das Verständnis der geometrischen Darstellung (Fig. 1014) erleichtern.

H. Ehrhardt hat das Schrägstellen der Säge in lotrechter Ebene vorgesehen,[1]) was für manche Fälle dem vorhin genannten vorzuziehen sein

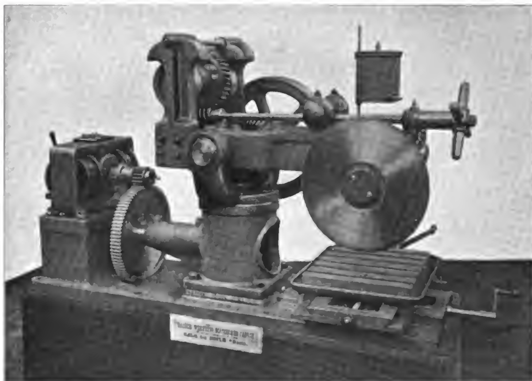


Fig. 1015.

dürfte. Fig. 1016 zeigt eine solche Säge schaubildlich. Es ist der Arm, an dem sich die Lager des Sägeblattes befinden, an einem Bock um eine wagerechte Achse drehbar, und zwar mittels eines linker Hand sichtbaren Handkreuzes. Der genannte Bock ist längs des Maschinenbettes selbsttätig verschiebbar, jedoch so, daß die Zuschiebungsvorrichtung nachgibt, sobald der Widerstand eine gewisse Größe überschreitet (S. 139). Wegen der Verschiebbarkeit des Bockes findet der Antrieb der Säge von den links belegenen Riemenrollen aus durch eine langgenutete Welle statt und weiter durch Rädervorgelege, welche das Schrägstellen des Sägenblattes gestatten. Der Aufspanntisch ist mittels Schrauben wagerecht und lotrecht zu verstellen. Über einige andere Ehrhardtsche Sägen siehe die Quelle.[2])

[1]) D.R.P. No. 59053.
[2]) Z. 1903, S. 573, mit Schaubild.

Zum Betriebe der Kaltkreissägen ist selbstverständlich ein auf ihrer Welle festes Rad nötig, welches die Benutzbarkeit der Säge einschränkt: man kann regelmäßig nur so tiefe Schnitte machen, als der Unterschied des Sägeblatt- und des Radhalbmessers beträgt. Da nun gleichzeitig das Widerstandsmoment ein großes ist, so entschließt man sich meistens, um mit kleinem Radhalbmesser auszukommen, für Wurmradantrieb und fertigt das Wurmrad aus Phosphorbronze, den Wurm aus geschmiedetem Stahl.

Bryant hat vorgeschlagen,[1] in die Zahnlücken der Säge die Zähne eines Stirnrades greifen zu lassen; es dürfte jedoch diese Antriebsweise wenig befriedigen. H. Ehrhardt benutzt statt der Zahnlücken Löcher des Sägenblattes.

Die Kaltkreissäge findet auch mannigfache Verwendung zum Erzengen von Einschnitten in kleine Maschinenteile. Ihr Betrieb und ihre Führung

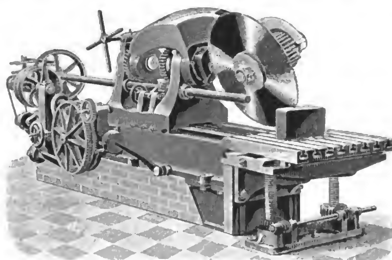


Fig. 1016.

gegenüber den Werkstücken unterscheidet sich dann nicht von denjenigen der Fräser.

Gerade Sägen gehören ihrer Wirkungsweise nach nicht hierher; ich reihe sie des gemeinsamen Namens halber hier an, zumal ich sie nicht eingehend zu erörtern gedenke.

Schwingende gerade Sägen kommen als erweiterte Handwerkszeuge vor.[2]

Eine größere Bedeutung haben die Bandsägen sich erworben.

Sie unterscheiden sich grundsätzlich nicht von den Bandsägen für Holz; für weiche Metalle verwendet man sogar die gleichen Bandsägen ohne jede Änderung. Erhebliche Unterschiede der für härtere Metalle gebauten Bandsägen gegenüber den für Holz bestimmten liegen nur insofern vor, als die Arbeits- wie die Zuschiebungsgeschwindigkeit bei ersteren viel kleiner ist, als bei letzteren, auch das Sägenblatt der Metallsäge durch zu starkes Zuschieben der Werkstücke eher gefährdet wird, als das Blatt der holzschneidenden Bandsäge.

---

[1] The Iron Age, April 1892, S. 772; Dez. 1896, S. 1125, mit Schaubildern.

[2] H. Ehrhardt, D.R.P. No. 30364. Thomson & Co., New Haven, Conn. The Iron Age, Juni 1896, S. 1362, mit Schaubild.

Da jüngst Arbeiten veröffentlicht sind, welche eine gute Übersicht bieten, so beschränke ich mich hier auf das Anziehen der Quellen.[1])

2. Schleifmaschinen.

Sie unterscheiden sich von den Fräsmaschinen:
durch weit größere Arbeitsgeschwindigkeit,
weit geringere Spandicke und
durch Schädlichkeit der Abfälle (Schleifstaub, Schleifschmand).

Wegen der großen Arbeitsgeschwindigkeit bzw. großen Umdrehungszahlen der Schleifsteine wählt man für deren Spindeln möglichst lange und dünne Zapfen. In Rücksicht auf den Schleifstaub werden die Zapfenflächen häufig durch Überkragungen, Kappen oder auch Abdichtungen vor dem Eindringen fremder Körper möglichst geschützt. Die große Drehgeschwindigkeit verursacht schon bei geringen Ungleichheiten in der Massenverteilung starke Erschütterungen, dem gegenüber verlangt die Dünnheit der Späne besonders ruhiges und genaues Laufen der Schleifsteine. Dieser Gegensatz ist nur durch genaues Ablehren des Schleifsteins und der sich mit ihm drehenden Teile auszugleichen. Bei sehr kleinen Schleifsteinen — also sehr großen Umdrehungszahlen — macht sich auch jede Ungleichheit des Treibriemens fühlbar. Man macht und erhält diesen deshalb möglichst gerade und in seiner ganzen Länge möglichst genau gleich dick; die Verbindung der Riemen darf natürlich nur durch Zusammenleimen der gut abgeschrägten

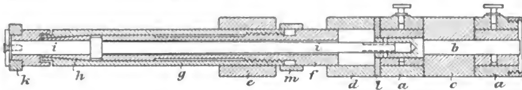


Fig. 1017.

Enden stattfinden. Auch legt man mehrere voneinander unabhängige Treibriemen nebeneinander. Es ist sogar die Lagerung der Schleifsteinspindel von derjenigen der Riemenrollenspindel getrennt ausgeführt, um die Erschütterungen der ersteren von letzterer fern zu halten.

Fig. 1017 zeigt diese Anordnung im Schnitt, wie sie von der bekannten Firma Brown & Sharpe ausgeführt ist. Es handelt sich um eine Maschine zum Ausschleifen harter Büchsen, bei welcher der kleine Schleifstein *k* ziemlich weit von dem nächsten Gestellteil *e* entfernt liegt. Etwaige Erschütterungen machen sich daher am Schleifstein besonders bemerklich. Man hat die Welle *b*, auf welcher die Antriebsrolle *c* festsitzt, in zwei Büchsen gelagert, die in am Gestell feste Augen *a* geklemmt sind. Zwei andere solche Augen, *d* und *e*, sollen die Lagerung für die Schleifsteinspindel *i* tragen. Zu dem Zweck ist in *e* eine Röhre *g* geklemmt, in welcher die Lagerbüchse *h* steckt. An *i* sitzt ein Bund, welcher sich gegen die rechtsseitige Endfläche von *h* legt; er wird auf der anderen Seite von dem Ende der Röhre *f* berührt, die mit Gewinde in *g* greift, also nach Bedarf angezogen werden kann. Das rechtsseitige Ende von *f* wird in *d* festgeklemmt, und der Muff *m* deckt den zwischen *g* und *f* liegenden Spiel-

[1]) Z. 1895, S. 1341, mit Abb. Dingl. polyt. Journ. 1897, Bd. 306, S. 230, mit Abb. Z. 1901, S. 449; Z. 1903, S. 574, mit Schaubild.

raum. Um nun den Schleifstein *k* bzw. dessen Welle *i* zu drehen, ist das rechtsliegende Ende von *i* mit zwei Längsnuten versehen, in welche zwei in *b* festsitzende Stifte greifen; die Verbindung zwischen *b* und *i* beschränkt sich auf die Berührung dieser Stifte und die Seitenwände der genannten Nuten. *l* bezeichnet eine eingelegte Filzscheibe.

Die große Geschwindigkeit der Schleifsteine gefährdet ihre Festigkeit; es ist leider die Zahl der durch Bersten der Schleifsteine hervorgerufenen Unglücksfälle nicht gering. Man befestigt die Schleifsteine auf ihren Wellen möglichst schonend, z. B. durch Einklemmen (Fig. 31, S. 30) oder Einkitten (Fig. 32, S. 30) und umgibt sie, um das Hinwegschleudern abgebrochener Stücke einzuschränken, soweit als möglich mit kräftigen Hüllen. Es werden die Hüllen oder Schutzhauben nachgiebig und nachstellbar gemacht,[1]) ersteres um den Stoß des abfliegenden Schleifsteinstückes zu mildern, letzteres um die Haube unter möglichst spitzen Winkel treffen zu lassen.

Bei dem Naßschleifen fließen die abgeschliffenen Metallspäne und abgelösten Schleifsteintrümmer mit dem Wasser als mehr oder weniger trübe Brühe ab. Diese muß von allen Gleitflächen sorgfältig ferngehalten werden, was wenig Schwierigkeiten verursacht, wenn bei dem Entwurf der Maschine die erforderlichen Ableitungskanäle rechtzeitig vorgesehen sind. Schwieriger ist, den beim Trockenschleifen entstehenden Staub — der nicht allein die Maschinen, sondern auch die Menschen schädigt — in geeigneter Weise unschädlich zu machen. Die schweren Staubteile werden von ihrer Entstehungsstelle aus geradlinig fortgeschleudert; eine geeignete Öffnung, welche in dieser Richtung liegt, nimmt sie auf. Die feinen Staubteile werden aber von den entstehenden Luftwirbeln derartig beeinflußt, daß sie diesen folgen. Man macht sie sicher unschädlich, wenn man eine genügend starke Luftströmung hervorbringt, welche sie mit in jene Öffnung treibt. Zuweilen — wenn überhaupt gröbere Staubteile nicht vorkommen — gelingt es, sämtlichen Staub seitwärts abzulenken und in Röhren abzuführen. Es lassen sich auch oft die oben erwähnten Schutzhüllen so ausbilden, daß sie den Stein nur an einer kleinen Stelle — der Arbeitsstelle — frei lassen. Dann ist möglich, durch sehr kräftiges Absaugen der Luft aus dem Innern der Hüllen in jener Öffnung eine Luftströmung hervorzubringen, die genügend stark ist, um den Staub ins Innere der Hülle zu ziehen und durch eine geschlossene Röhre weiter zu befördern. Immer muß der Luftstrom durch Saugen erzeugt werden, so daß Staub und Luft in der mehrfach genannten Öffnung sicher weiter geführt werden kann; das Fortblasen des Staubes würde ihn nur noch mehr zerstreuen, seine schädliche Wirkung also auf größeren Raum ausbreiten.

Es läßt sich häufig ein geeigneter Schleudersauger mit der rasch kreisenden Schleifsteinwelle unmittelbar verbinden, in anderen Fällen aber der besonders aufgestellte und angetriebene Schleudersauger der Absaugestelle anschließen. Wenn das erfolgreiche Absaugen des Staubes zurzeit noch nicht häufig gefunden wird, so ist das Folge des Bestrebens, die betreffende Maschine möglichst billig liefern zu können.[2])

Soweit die hier erörterten dem Schleifen eigenartigen Umstände nicht in Frage kommen, deckt sich die Bauart der Schleifmaschinen mit der-

[1]) Z. 1903, S. 673, mit Abb.

[2]) Vgl. Staubabsaugung: Z. 1897, S. 1053; 1901, S. 546; 1903, S. 673, sämtlich mit Abb.

jenigen der Fräsmaschinen. Man findet Schleifmaschinen, die im äußeren Ansehen, wie in der Anordnung der Zuschiebungseinrichtungen sich von Fräsmaschinen kaum unterscheiden.

In dem Folgenden soll eine knappe Auswahl der Schleifmaschinen erörtert werden und zwar in zwei Gruppen: solche, welche eigentliche Werkzeugmaschinen sind, und Werkzeugschleifmaschinen.

a) Schleifmaschinen als eigentliche Werkzeugmaschinen.

α. Schleifsteine, gegen welche man die Werkstücke mit der Hand drückt, um letztere blank zu schleifen, mögen hier nur kurz erwähnt werden. Es sind dies zum Teil bis 3 m große Sandsteine, denen gegenüber geeignete Vorrichtungen sich befinden, die dem Arbeiter gestatten, die Werkstücke ohne zu große Gefahr genügend kräftig anzudrücken.

Teils sind diese Steine ungleich hart, teils wird ihre Fläche nicht gleichmäßig beansprucht — sei es, daß der Arbeiter verschieden stark drückt, oder einige Stellen der Schleiffläche sonst bevorzugt — so daß

Fig. 1018.

Fig. 1019.

die Schleiffläche sich verschieden abnutzt und häufig berichtigt werden muß. Das geschieht durch Abdrehen, und zwar vielfach mittels ziemlich roh zugerichteter Handdrehstähle. Wegen der starken Abnutzung solcher Drehstähle verwendet man mit Vorteil kreisrunde, drehbare Werkzeuge, die an den Steinen rollen.[1])

Man verwendet statt jener Sandsteine neuerdings häufig Schmirgelsteine oder solche aus Karborundum. Sie sind regelmäßig viel kleiner und haben eine weit größere Geschwindigkeit (vgl. S. 24).

Die Werkstücke werden oft mit der Hand auf einer Vorlage festgehalten. Fig. 1018 u. 1019 stellen eine solche für rohe Arbeiten bestimmte Schleifmaschine von Mayer & Schmidt[2]) in Schnitten dar. Die Auflage *a* ist nachstellbar, um sie der Schleiffläche möglichst nähern zu können; sie ist hohl mit freier Öffnung gegenüber der Schleiffläche, und diese Höhlung steht mit dem Gestellinnern in freier Verbindung. Aus dem Gestell wird

[1]) Herm. Fischer, Allgem. Grundsätze und Mittel des mechanischen Aufbereitens, Leipzig 1888, S. 336.
[2]) Z. 1903, S. 673, mit Abb.

die Luft durch die Röhre *b* und den Sauger *d* entfernt, nachdem sie die Kokefüllung des Gestells durchströmt und hier ihren Staub abgelagert hat. Eine neuere Anordnung der Staubabfuhrwege, welche von derselben Fabrik ausgeführt wird, zeigen die Fig. 1020 und 1021. Hier sitzt die Auflage an einer einfach schwenkbaren Röhre.

Man legt auch solche Schleifsteine unter einen größeren Tisch, so daß sie nur ein wenig durch eine Öffnung des Tisches nach oben herausragen. Es ist entweder die Tischplatte oder die Schleifsteinlagerung lotrecht verstellbar, um die Schleifsteinfläche mehr oder weniger über die Tischplatte hervorragen lassen zu können.

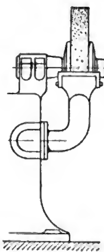


Fig. 1020.

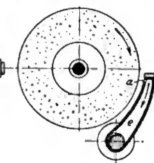


Fig. 1021.

Auch ist der Schleifmaschinen zu gedenken, bei denen der Stein in einem gelenkigen Hebelwerk liegt, so daß man ihn in gerader oder anderer Linie über das feststehende Werkstück schieben kann.

Derartige für rohere Arbeiten bestimmte Schleifmaschinen findet man in den unten verzeichneten Quellen abgebildet.[1])

β. **Schleifmaschinen für ebene Flächen.** Es sind manche Schleifmaschinen vorgeschlagen, die mittels ihrer trommelförmigen Fläche ebene Flächen ebenso erzeugen sollen wie Fräser. Sie dürften wenig Aussicht auf Erfolg haben. Es ist wohl möglich, daß Schleifsteine mit ihrer trommelförmigen Fläche Blechkanten und sonstige schmale Flächen genügend ebnen, weil die geringe Höhlung, welche sie erzeugen, mindestens in vielen Fällen unbedenklich ist.[2]) Dagegen vermag man mittels des Kronenschleifsteines (S. 30, Fig. 32 und S. 48, Fig. 73) genaue Ebenen zu erzeugen.[3]) Oft sind die hier folgend beschriebenen Rundschleifmaschinen so eingerichtet, daß sie imstande sind, auch ebene Flächen genau zu schleifen (siehe unten).

γ. **Rundschleifmaschinen.** Sie haben eine größere Bedeutung als die vorigen, indem von harten Büchsen und Spindeln meistens ein hoher Genauigkeitsgrad verlangt wird. Es verbindet sich die Fähigkeit der Schleifsteine, auch sehr harte Stoffe gut bearbeiten zu können, mit der anderen: sehr genaue Arbeit zu liefern (S. 47), um die in Rede stehenden Maschinen zu äußerst wertvollen Werkzeugmaschinen vieler Fabriken zu machen. Demgemäß mögen hier einige mustergültige Beispiele solcher Maschinen beschrieben werden.

Die Fig. 1022 bis 1035 stellen eine Schleifmaschine von Collet & Engel-

---

[1]) Dingl. polyt. Journ. 1874, Bd. 212, S. 388; Bd. 213, S. 21; S 196, mit Schaubild. Z. 1881, S. 611, mit Abb. und Schaubild. Prakt.-Masch. Konstr. 1885, S. 305, mit Schaubild. The Iron Age, 6. Jan. 1887, mit Schaubild. Z. 1892, S. 752, mit Schaubild. Industries and Iron, Nov. 1895, S. 387, mit Schaubild.

[2]) Poulot, Revue industrielle, Febr. 1890, S. 43, mit Abb.

[3]) Fétou, Defize & Co., Revue industrielle, Juli 1891, S. 281, mit Abb. Taconi Iron and Metal Comp., The Iron Age, Marz 1892, S. 449, mit Abb. Z. 1892, S. 1463, mit Abb.

hard im ganzen und in ihren Einzelheiten dar.[1]) Ich wende mich zunächst zur Schleifsteinspindel *S* (Fig. 1022, 1023 und 1024). Der gehörig gefaßte Schleifstein ist entweder auf den Kopf *a* der Spindel geschraubt, oder auf einem Dorn *d* sitzend mit diesem an der Spindel *S* befestigt. Der Antrieb von *S* erfolgt durch die Riemenrolle *K* (Fig. 1020). Es

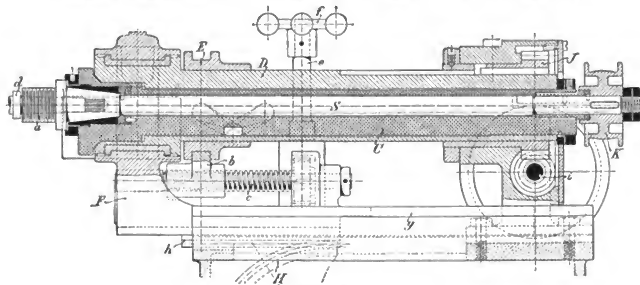


Fig. 1022.

ist nun die Spindel *S* in der außerachsig gebohrten Spindel *C* gelagert und diese in einem außerachsig gebohrten Loch der Spindel *D* drehbar. Man kann daher durch Drehen der Spindel *C* in *D* die Mitte von *S* aus der

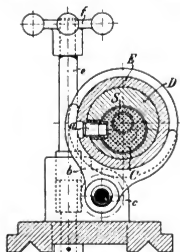


Fig. 1023.

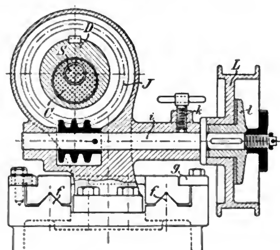


Fig. 1024.

Mitte von *D* nach außen verlegen.[2]) Das benutzt man beim Ausschleifen trommelförmiger Höhlungen, indem deren Achse in die Achse von *D* gelegt und dann *C* so weit gegen *D* verdreht wird, als erforderlich ist, um den Schleifstein zum Angriff zu bringen. Diese gegensätzliche Drehung bewirkt

[1]) Z. 1897, S. 648, mit Abb.
[2]) Vgl. Z. 1882, S. 355; 1892, S. 1040, S. 1073, mit Abb.

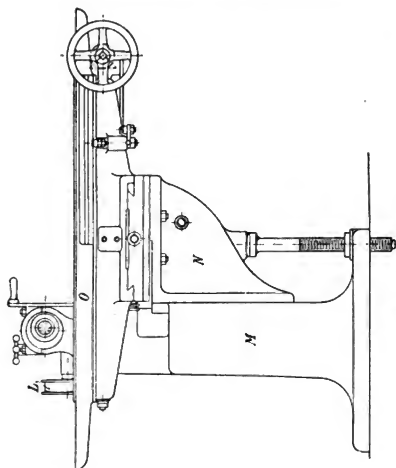


Fig. 1026.

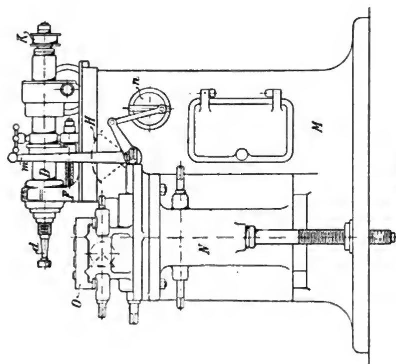


Fig. 1025.

ein Stift *u* (Fig. 1023), der einerseits in eine schraubenförmige Nut von *C* greift, anderseits in einem entgegengesetzt gerichteten schraubenförmigen Schlitz der Spindel *D* steckt und in der Hülse *E* festsitzt. Diese Hülse wird durch die Gabel *b*, die Schraube *c*, ein Wurmrad und einen an der stehenden Welle *e* sitzenden Wurm mittels des Handkreuzes *f* verschoben. Die Drehung der Spindel *D* vermittelt das Wurmrad *J* und ein auf der Welle *i* sitzender Wurm, der durch die Riemenrolle *L* (Fig. 1024) unter Vermittlung der Reibkupplung *l* angetrieben wird. Will man die Drehung von *D* nicht benutzen, so löst man einerseits die Reibkupplung und legt anderseits die Welle *i* durch die Druckschraube *k* fest. Es ist die Schleifsteinspindel *S* in ihrer Achsenrichtung genau verschiebbar, indem der Lagerkörper *F* auf dem Schweinsrücken *f* (Fig. 1024) reitet und durch die Leisten *g* nach unten gedrückt wird. Das (in bezug auf Fig. 1022) rechtsseitige Lager von *D* steht auf dem Gestell der Maschine fest; es ist die Nabe von *J* unmittelbar in ihm gelagert und *D* in *J* verschiebbar. Die Verschiebung des Lagers *F* bewirkt man nun mittels eines verzahnten Bogens *H* (Fig. 1022 und 1025), welcher in eine an *F* sitzende Zahnstange greift. Die Welle von *H* ist quer durch das Maschinengestell gelegt und wird an der Vorderseite der Maschine entweder durch den Handhebel *m* (Fig. 1025) oder von der Kurbelscheibe *n* aus betätigt. Die Welle von *n* trägt hinter der Maschine das Wurmrad *o* (Fig. 1029), in welches ein an der Welle *p* sitzender Wurm greift; *p* wird unter Vermittlung eines verschiebbaren Reibrades (Fig. 339, S. 159) angetrieben.

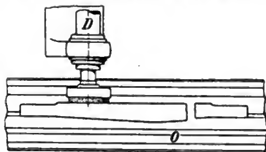


Fig. 1027.

Die beschriebene Lagerung der Schleifsteinspindel nebst Zubehör sitzt auf dem kastenartigen Ständer *M*; an diesem sitzt der Winkel *N* lotrecht verschiebbar, welcher unter Vermittlung eines Wendeschemels und zweier rechtwinklig zueinander liegender Führungen den Aufspanntisch *O* trägt.

Das weitere läßt sich einfach erläutern, wenn von den verschiedenen Zustellungen der Maschine ausgegangen wird.

Als erste derselben möge diejenige erörtert werden, bei welcher — nach Fig. 1025 und 1026 — die Längenrichtung des Aufspanntisches *O* quer zur Schleifsteinspindel liegt.

Sie dient z. B. zum Ausschleifen zylindrischer Löcher. Das Werkstück ist mit Hilfe einer geeigneten Aufspannvorrichtung auf *O* befestigt, die Verschiebbarkeiten des Aufspanntisches werden zum genauen Einstellen des Werkstücks benutzt, während Arbeits- und Schaltbewegung dem auf dem Dorn *d* sitzenden Schleifstein zufällt. Es sei bemerkt, daß die Schleifsteinspindel sich minutlich 3000 mal dreht, die hohle Spindel *D* in derselben Zeit 37 mal und die Kurbelscheibe *n* 2 mal.

Man benutzt diese Zustellung ferner zum Schleifen ebener Flächen, z. B. der Kreuzkopf-Gleitbahnen, indem — nach der Grundrißfigur 1027 — auf die Arbeitsspindel ein Kronenschleifstein gesetzt und das Werkstück mit der zu bearbeitenden Fläche genau gleichlaufend zu der Längsbewegung von *O* auf diesem befestigt wird. Die Schaltbewegungen werden dann

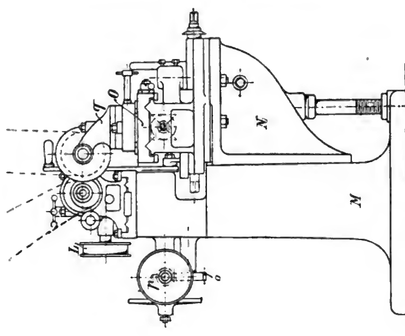


Fig. 1029.

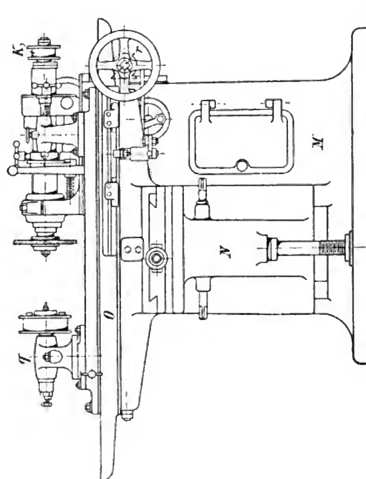


Fig. 1028.

durch den Aufspanntisch *O* bewirkt, während die Schleifsteinspindel sich nur dreht.

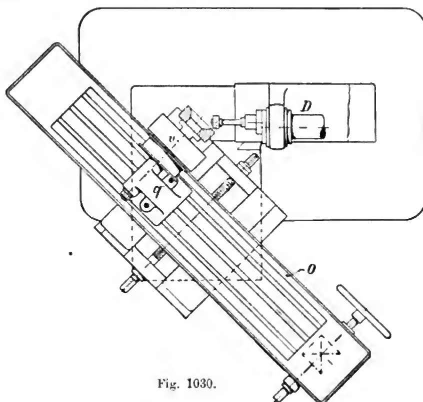


Fig. 1030.

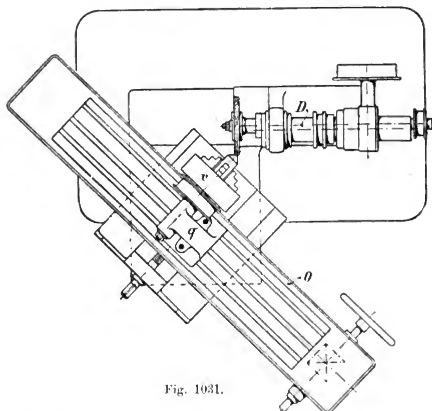
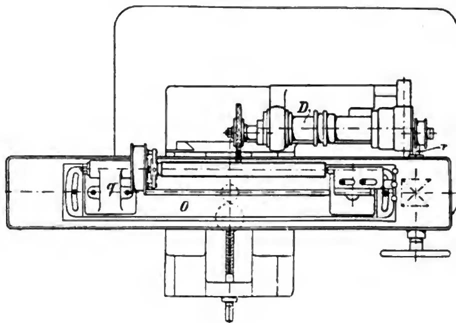


Fig. 1031.

Zum Schleifen kegelförmiger Lochwandungen und Außenflächen legt man — nach Fig. 1030 u. 1031 — die Längenrichtung des Aufspanntisches *O*

schräg gegen die Schleifsteinachse. Die Werkstücke werden in Futter *v* gespannt, deren Wellen in den Böckchen *q* drehbar stecken und die durch einen Riemen, oder eine Schnur vom Deckenvorgelege aus gedreht werden. Die hohle Spindel *D* dreht sich nicht, der auf einem Dorn steckende rasch

Fig. 1032.



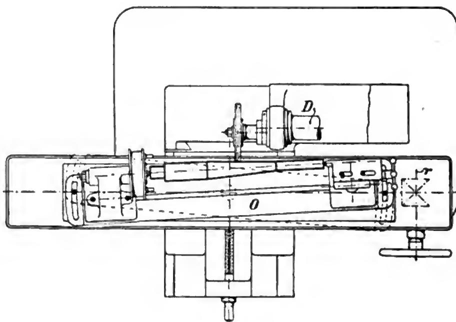


Fig. 1033.

kreisende Schleifstein wird in seiner Achsenrichtung hin- und hergeschoben. Fig. 1034 veranschaulicht diese Zustellung.

Zum Schleifen der Außenflächen walzenförmiger Werkstücke — Bolzen, Zapfen, Spindeln — legt man den Aufspanntisch *O* gleichlaufend zur Schleifsteinachse, Fig. 1028, 1029, 1032 u. 1035. Auf *O* ist eine Platte gelegt; diese

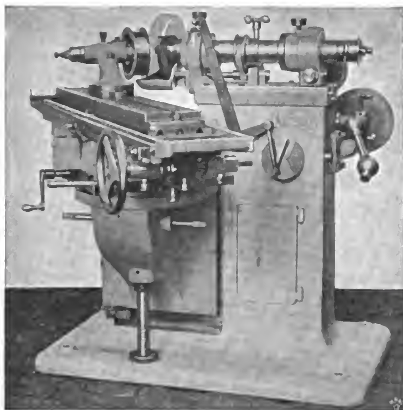


Fig. 1034.

trägt einen kleinen Spindelstock *q* und ihm gegenüber einen kleinen Reitstock, zwischen deren Spitzen das Werkstück eingespannt wird. Der Schleif-

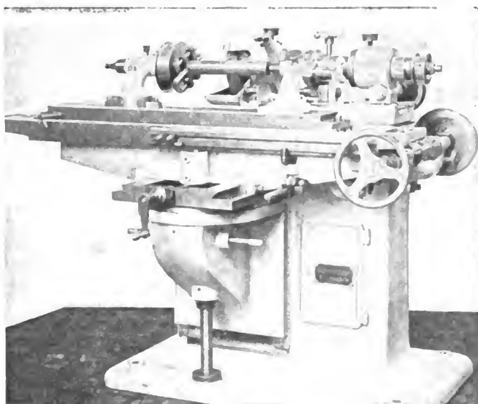


Fig. 1035.

stein dreht sich nur, die Aufspannplatte wird in ihrer Längenrichtung hin- und hergeschoben und das Werkstück dem Schleifstein durch Verschieben des Querschlittens auf dem Winkel *N* genähert; es ist die betreffende Schraube mit einer eingeteilten Scheibe versehen, um diese Verschiebung möglichst genau begrenzen zu können. Es soll die Längsverschiebung des Werkstückes selbsttätig stattfinden. Zu diesem Zweck befindet sich am Giebelende der Maschine eine angetriebene Welle mit zwei Kreuzgelenken (vgl. Fig. 1034), welche der kurzen, im Querschlitten gelagerten Welle *r* (Fig. 1032) angekuppelt wird. *r* ist mit zwei Kegelrädern ausgerüstet und dreht damit die Schlittenschraube entweder rechts oder links herum.

Die zwischen Aufspannplatte einerseits und Spindel- und Reitstock anderseits eingeschaltete Platte kann ein wenig schräg gestellt werden und ermöglicht dadurch das Schleifen längerer schlanker Kegel nach Fig. 1033 mit der sonst für walzenförmige Gegenstände bestimmten Zustellung.

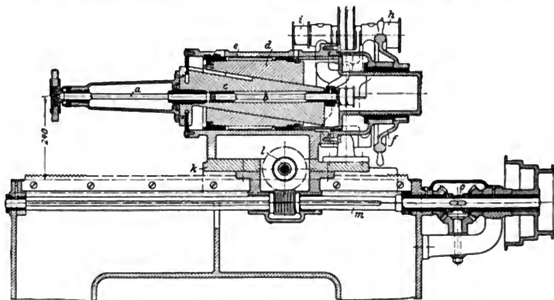


Fig. 1036.

Statt der vorhin beschriebenen Achsenverlegung (Fig. 1024) findet sich an einer Hohlschleifmaschine von Mayer & Schmidt die folgende.[1]) Fig. 1036 ist ein Längen-, Fig. 1037 ein Querschnitt der Maschine. Die Schleifsteinwelle *a b* liegt schräg in dem Körper *c*, und dieser ist in umgekehrter Schräge in dem Körper *d* verschiebbar, so daß die Achsen von *a b* und *d* sich voneinander entfernen können, aber zueinander gleichlaufend bleiben. *d* ist in der Trommel *e* mittels der in Fig. 1036 rechtsliegenden Mutter, an welcher das Handrad *f* festsitzt, verschiebbar, *c* wird dagegen durch eine in seine Quernuten greifende, an *e* befestigte Platte gehindert, sich der Trommel *e* gegenüber zu verschieben. Die Schleifsteinspindel *a* und die sie treibende Spindel *b* sollen, je nach Größe des Schleifsteins, sich minutlich 5000 bis 7000 mal drehen. *b* wird durch zwei schmale Riemen von der Welle *g* aus betrieben. Man will durch die Zweiteilung des Riemens etwaige Ungleichheiten des letzteren weniger fühlbar machen. Die

[1]) Z. 1903, S. 675, mit Abb.

Welle *g* ist in Lenkern gelagert, welche die Riemenspannung sichern, obgleich *b* eine wechselnde Lage hat. Die Riemenrolle *i* treibt eine tiefer belegene und dreht durch diese und durch Zahnräder den Körper *d* langsam um. In Rücksicht auf die Verschiebbarkeit von *d* sind die an diesem ausgebildeten Radzähne sehr breit. Um *d* in *e* sicher zu führen, sitzen an seinen Enden geschlitzte, innen kegelförmige Ringe, die durch ringförmige Muttern angezogen werden können. Der Lagerkörper *d* wird mit dem Schlitten *k* auf dem Maschinenbett verschoben, indem die langgenutete, durch Stufenrollen angetriebene Welle *m*, ein auf dieser gleitender Wurm und ein ausrückbares Wurmrad die Welle *l* dreht. An *l* ist (vgl. Fig. 1037) ein Zahnrad ausgebildet, das in eine am Maschinenbett feste Zahnstange greift. Bei *o* befindet sich ein Kehrgetriebe, welches durch Frösche des Schlittens *k* und die Stange *q* selbsttätig gesteuert wird. Nachdem man mittels des Knopfes *p* das auf *l* sitzende Wurmrad entkuppelt hat, läßt sich der Schlitten *k* durch ein Handkreuz rasch verschieben.

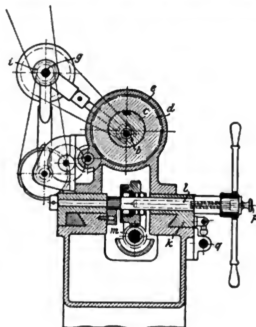


Fig. 1037.

Für das Ausschleifen trommelförmiger oder schlank kegelförmiger Löcher baut J. E. Reinecker eine Maschine, welche nur diesem Zweck dient.[1]) Die Schleifsteinspindel *i* ist in *s* (Fig. 1038 bis 1043) lotrecht gelagert und mit dem Spindelkasten wagerecht verschiebbar, wogegen der Aufspanntisch lotrecht verschiebbar und um eine lotrechte Achse drehbar ist.

Es soll die Spindel minutlich 9000 bis 13000 Drehungen machen, man hat sie dementsprechend eigenartig gelagert, wie die Schnittfigur 1040 erkennen läßt (vgl. Fig. 1017, S. 503). Es ist *s* eine dünnwandige Röhre, in deren unterem Ende die Schleifspindel ihr Hauptlager findet; der Schleifstein *b* liegt nahe darunter. Eine unten und oben verdickte Röhre s_1 steckt in *s* und drückt die Spindel *i* nach unten gegen ihr Lager. Oben enthält s_1 eine Büchse, welche als zweites Lager der Spindel *i* dient, und unterhalb dieser Büchse ist s_1 in *s* festgeschraubt. Diese ganze, wie ein 25 mm dicker Stab aussehende Lagerung ist unter Vermittlung einer Büchse im Schlitten *g* befestigt. Weiter oben sitzen an *g* die gewöhnlichen Lager für die angetriebene Welle *h*, die mit *i* durch einen Querstift gekuppelt ist.

Aus den Fig. 1038 und 1039 sieht man, daß *g* an der Stirnseite des Auslegers *k* wagerecht verschoben werden kann; diese Verschiebung bleibt in so engen Grenzen, daß die Riemenlänge hierdurch nicht fühlbar beeinflußt wird. Man will aber den Schleifstein *b* mittels des Auslegers *k* zur Seite schwenken, um den Aufspanntisch *a* frei zu bekommen. Deshalb

[1]) Z. 1897, S. 879, mit Abb.

ist *k* um eine lotrechte Achse drehbar, welche mit der Achse der Riemenrolle *l* zusammenfällt. Damit der Schleifstein nach dem Zurückschwenken des Auslegers ohne weiteres seine richtige Lage erhält, sitzt an *k* ein vorspringender Arm, der sich gegen den Arm *c* des Maschinenständers legt. Der Antrieb ist aus den Figuren ohne weiteres zu erkennen.

Fig. 1038. Fig. 1039.

Es ist der Aufspanntisch *a* mit Hilfe seiner röhrenartigen Welle in der Platte *m* (Fig. 1038, 1039 und 1041) gelagert und *m* um einen kurzen Zapfen, dessen Achse in *o o* liegt, an dem Schlitten *n* drehbar und zwar mittels des Wurmes *d*. Nach dem Einstellen wird *m* mit *n* fest verschraubt.

Die Welle *o o* (Fig. 1041), welche *a* zu drehen hat, wird durch die langgenutete stehende Welle *p*, und diese von der gemeinsamen Antriebswelle aus angetrieben. Eine auf *p* sitzende ausrückbare Klauenkupplung verbindet das betreffende Kegelrad mit *p*.

Von *o o* aus wird durch ein Kehrgetriebe die stehende Welle *q* gedreht, welche mittels an ihr ausgebildeten Wurmes das auf der Welle *t* feste Rad *r* (Fig. 1042) dreht. *t* steckt frei drehbar in einer Büchse, auf der das Handrad *e* und das Zahnrad *u* festsitzt. Letzteres greift in eine am Maschinenständer feste Zahnstange und bewirkt das Heben und Senken des Schlittens *n*, was ein — nicht gezeichnetes — Gegengewicht erleichtert. Es befindet sich nun in der Mitte des Handrades *e* eine durch die Schraube *v* anziehbare Reibkupplung (S. 143), vermöge welcher *u* mit *t* verbunden werden, also das lotrechte Verschieben des Schlittens von dem erwähnten Kehrgetriebe aus stattfinden kann. Es wird das Kehrgetriebe durch einen in den Halsring des auf *o* verschiebbaren Kuppelstücks greifenden Hebel gesteuert, mit dem der außen liegende Hebel *w* (Fig. 1042) verbunden ist. An dem Maschinenständer sitzen zwei einstellbare Frösche *f* (Fig. 1039), gegen welche der Hebel *w* bei dem Steigen bzw. Sinken des Schlittens *n* stößt, wodurch die Kupplung zunächst ausgelöst wird. Mit *w* ist (nach Fig. 1043) ein herabhängender Arm verbunden, in dem der durch eine Feder nach unten gedrückte Stift *y* durch eine um den an *n* festen Zapfen *z* drehbare Rolle nach oben geschoben wird, sobald z. B. *w* gegen den oberen Frosch *f* stößt. Wenn nun auch die Kupplung gelöst ist, so wird doch der Schlitten zunächst noch ein wenig

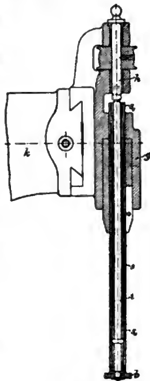


Fig. 1040.

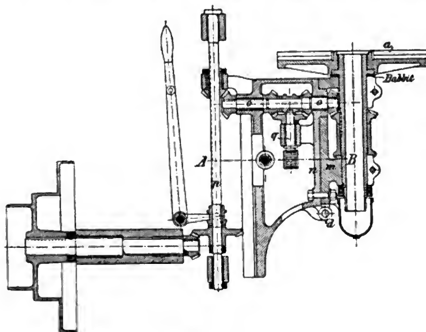


Fig. 1041.

gehoben, so daß das keilförmige untere Ende des Stiftes über den höchsten Punkt der Rolle hinwegkommt und nunmehr, an der andern Seite der

Rolle nach unten sinkend, den Hebel *w* um so viel weiter bewegt, wie zur neuen Kupplung erforderlich ist.

Vorwiegend für das Schleifen runder Außenflächen bestimmt ist die Rundschleifmaschine von J. E. Reinecker, welche die Fig. 1044 bis 1049 darstellen. Sie hat als Grundlage die Brown & Sharpesche[1]) Schleifmaschine, enthält aber dieser gegenüber wichtige Verbesserungen.

Von dem ersten Deckenvorgelege aus, dessen Welle sich minutlich 350 mal dreht, wird durch die Riemenrolle *A* zunächst die an der Schleifsteinwelle sitzende Riemenrolle *a* betätigt, ferner durch die Stufenrollen *B* und *C* ein zweites Deckenvorgelege mit der Trommel *D*, welche das Drehen des Werkstücks vermittelt, endlich durch die Stufenrolle *E* die Stufenrolle *F* (Fig. 1046) behufs selbsttätigen Verschiebens des Aufspanntisches *T* in dessen Längsrichtung und der Schleifsteinspindellagerung *G* quer zu dieser Richtung.

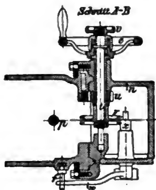


Fig. 1042.

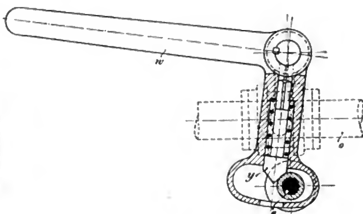


Fig. 1043.

Die Schleifsteinspindel enthält (nach Fig. 1046) zwei scheibenförmige Schleifsteine; man verwendet den einen oder den andern, und der außerhalb der Lagerung — in der Figur links — liegende wird nach Bedarf durch einen Kronenschleifstein ersetzt. Der zugehörige Lagerbock ist mit seiner Unterplatte *G* auf dem Querschlitten *M* (Fig. 1047) mit Hilfe einer kreisrunden Aufspannut befestigt, demnach die Lage der Spindelachse gegenüber dem Aufspanntisch *T* zu ändern. *M* ist auf dem Körper *N* geradlinig zu verschieben und mit ihm, behufs Einstellens, auf dem Maschinengestell um eine lotrechte Achse zu drehen. Es kommt das namentlich in Frage für das Schleifen stark kegelförmiger Gestalten (vgl. S. 511).

Nach den Zeichnungen ist auf dem Aufspanntisch *T* eine einstellbare Platte *K* angebracht, die einen Spindelstock *H* und einen Reitstock *J* trägt. Wenn zwischen Spitzen einzuspannende Gegenstände geschliffen werden, so ruht die Spindel im Spindelstock, so daß seine Spitze als „tote" (S. 133) wirkt; es dreht dann die Mitnehmerscheibe *b* das Werkstück. Andere Gegenstände werden mittels eines Futters am Kopf der in *H* gelagerten Spindel befestigt und durch eine Rolle *c* gedreht. Der Spindelstock *H* ist auf *K* mit Hilfe kreisförmiger Aufspannut befestigt, sonach die Spindel gegen die Längenrichtung des Aufspanntisches schräg zu legen. Hiervon

[1]) Z. 1886, S. 559, mit Abb.

kann natürlich nur Gebrauch gemacht werden, wenn die Werkstücke am Kopf der Spindel befestigt sind.

An der Seite des Tisches *T* sind Frösche angebracht, welche die Verschiebung des Tisches in bekannter Weise umsteuern.

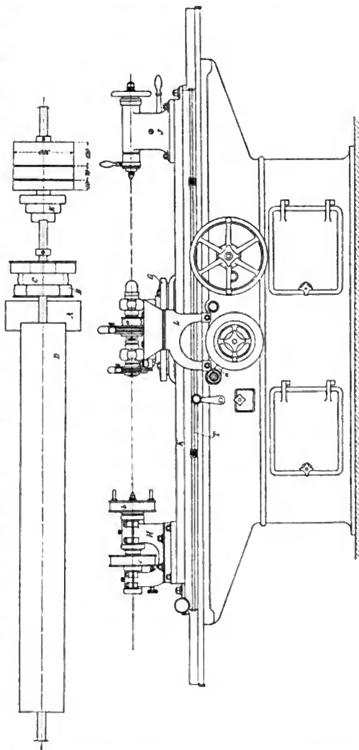


Fig. 1044.

Bemerkenswert ist die Fürsorge für die Ableitung der Kühlflüssigkeit und des Schleifschmands. Es ist nicht allein die Platte *G* mit einer Rinne umgeben, welche in die Mitte des Bettes mündet, sondern gegenüber der Schleifsteinlagerung auch der Aufspanntisch von einer breiten Rinne *L* überdeckt, die wie die vorige mündet. Diese brückenartige Rinne *L* wird gelegentlich zum Anbringen einer Brille (S. 138) oder eines einfachen Gegenhalters *d* (Fig. 1045 u. 1047) benutzt. Es sei hier die Bemerkung eingeschaltet, daß — statt einer solchen Brücke — auf die ganze Länge des Werkstücks sich erstreckende Wasserableitungen angewendet werden. Diese bogenförmigen Schirme bestehen aus aneinander gereihten Stücken, so daß sie der Werkstücklänge angepaßt werden können.[1]) Der Reineckerschen Schleifmaschine ist insbesondere die selbsttätige Näherung des Schleifsteins gegen das Werkstück eigentümlich.[2]) Diese Näherung findet überhaupt durch Verschieben der Platte *M* (Fig. 1047) auf einem

[1]) Vgl. Z. 1901, S. 485, mit Abb.
[2]) Z. 1897, S. 882; D.R.P. No. 74 159.

Körper *N* statt, welcher mittels einer kreisförmigen Aufspannut auf dem Maschinenbett verschieden eingestellt werden kann. Mit *N* ist das Lager *e* für die Mutter *m* der Schraube *f* fest verbunden; *f* ist an der Platte *M* unverschieblich gelagert, so daß durch Drehen des an *f* festen Handrades die in Rede stehende Verschiebung stattfinden kann. Hiervon wird für die Einstellung Gebrauch gemacht. Während der Arbeit verschiebt man *M* nach *N* durch Drehen der Mutter *m*, während die Schraube durch eine Druckschraube *g* festgehalten wird. An *m* ist ein Wurmrad ausgebildet, die Achse der zugehörigen lotrechten Wurmwelle fällt mit der Achse der in *N* angebrachten Aufspannut zusammen, und am unteren Ende dieser Welle sitzt ein Wurmrad, in welches der Wurm *h* greift, der auf der Welle *k* festsitzt. Gleichachsig mit *k* ist das auf einer hohlen Welle sitzende, zum Verschieben des Tisches *T* dienende Stirnrad *l* gelagert. Die — nicht gezeichnete — Welle, welche *l* antreibt, wird durch die Umsteuerung veranlaßt, sich zeitweilig rechts, zeitweilig links zu drehen. Sie schleppt dabei einen Arm *n* (Fig. 1044) mit sich, der mit einem in das Rad *o* (Fig. 1047) greifenden

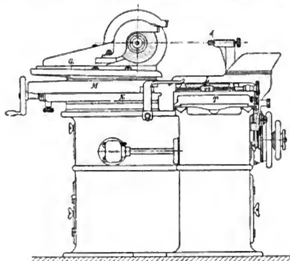


Fig. 1045.

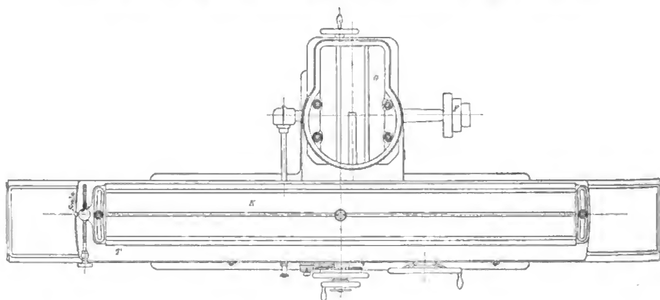


Fig. 1046.

verzahnten Bogen versehen ist. *o* ist mit dem Arm *p* verbunden, und dieser enthält eine Klinke, welche in eine Verzahnung des Rades *q* greift. Der Arm *p* trifft aber bei seiner Drehung auf einen Vorsprung, der an der am Maschinenbett festen Aufspannut *r* eingestellt werden kann, und wird

dadurch am weiteren Drehen gehindert. Es dreht sich daher *q* nur um einen durch Einstellen zu regelnden Winkel. Man erkennt nun in der Fig. 1047 zwei gleichachsig mit *k* liegende Stirnräder; das links liegende kann sich nicht drehen, das rechts liegende ist durch eine Büchse mit der Welle *k* verbunden. Über diesen Rädern sieht man zwei andere, welche sich gemeinsam um einen an *q* festen Bolzen drehen können. Es sind die Zähnezahlen der Räder so gewählt, daß die Übersetzung des einen Paares von der des andern nur wenig abweicht (S. 176). Daraus folgt, daß bei ganzer Drehung des Rades *q* die Welle *k* sich nur um einen kleinen Winkel dreht, so daß einem mäßigen Ausschlag des Armes *n* oder des Armes *p* eine ungemein kleine Verschiebung des Schlittens *M* entspricht. Es ist *q* zum

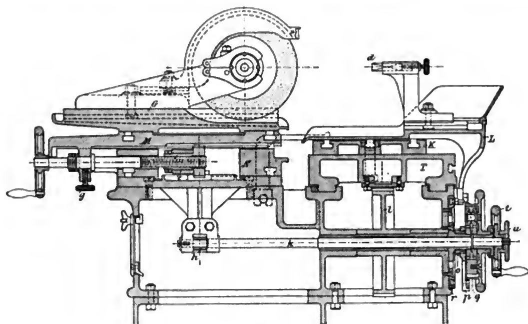


Fig. 1047.

Handrad ausgebildet, um regelnd eingreifen zu können; man kann aber auch durch Anziehen der Mutter *u* das Handrad *t* auf kürzerem Wege mit der Welle *k* verbinden, um ein rascheres Verschieben von *M* herbeizuführen.

Die vielen möglichen Verwendungsweisen der Maschine glaube ich nicht einzeln anführen zu sollen.

Zu den Rundschleifmaschinen kann man auch die Schleifmaschinen für die Steuerungskulissen der Lokomotiven rechnen.

Sie mögen durch Anziehen einiger Quellen erledigt werden;[1]) ebenso die Schleifmaschinen für Kugeln.[2])

Wegen verwandter Schleifmaschinen beziehe ich mich auf die unten angeführte Quelle.[3])

[1]) Oppenheim & Co., Dingl. polyt. Journ. 1884, Bd. 251, S. 395, mit Abb. Fétu, Defize & Co., Revue industrielle, Juli 1891, S. 281, mit Abb. Aird, The American Engineer and Railroad Journal, Mai 1895, S. 231, mit Schaubild. Verschiedene: Z. 1903, S. 676, mit Schaubild.

[2]) Z. 1892, S. 1461, mit Abb. Herm. Fischer, Schleifen der Kugeln, Z. 1893, S. 564, mit Abb. Prakt. Masch.-Konstr. 1895, S. 180, mit Abb.

[3]) Z. 1901, S. 483—544, mit Abb.

b) Schleifmaschinen für Werkzeuge.

α. **Dreh- und Hobelstichel** werden vielfach mittels der Hand gegen die Schleifsteine gelegt. S. 30 wurde dargelegt, daß — um die Schleifsteinfläche in ihrer Gestalt zu erhalten — eine regelmäßige Querverschiebung zwischen Schleifstein und zu schleifendem Gegenstand erforderlich sei. Sie kann im vorliegenden Falle durch die Hand des Arbeiters herbeigeführt werden; der erwartete Erfolg wird aber meistens nur erreicht, wenn man die Verschiebung durch mechanische Mittel bewirkt. Zu diesem Zweck läßt man die Auflage, besser den Stein, sich hin- und herbewegen, so daß die ganze Breite der Schleiffläche in Anspruch genommen und abgenutzt wird.

Um den Schleifstein zu netzen, läßt man ihn in Wasser waten. Das hat manche Unzuträglichkeiten zur Folge;[1]) man zieht deshalb vor, das

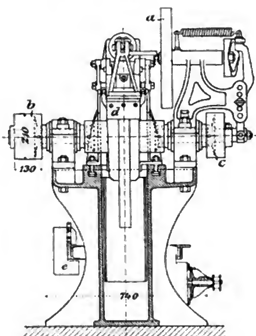


Fig. 1048.

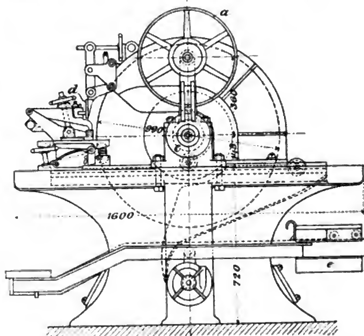


Fig. 1049.

Wasser stetig zuzuführen. Fig. 1048 und Fig. 1049[2]) stellen einen Schleifstein dar, bei dem der zu schleifende Stichel in einen Schlitten gespannt wird. Eine sich langsam drehende Riemenrolle *a* dreht eine Daumenscheibe, welche (nach Fig. 1048) die Schleifsteinwelle in ihrer Achsenrichtung verschiebt, *b* ist die Antriebsriemenrolle für den Schleifstein, *c* eine Riemenrolle, welche die weiter unten befindliche Kreiselpumpe betreibt. Bemerkenswert ist der Schutz der Schleifsteinwellenlager gegen das Eindringen von Schmutz: es ragen die mit Kragen versehenen Lagerschalen in die Riemenrollen *b* und *c*, sowie in Nabenansätze des Schleifsteins. Der zu schleifende Stichel wird, wie Fig. 1049 erkennen läßt, auf einer Platte befestigt, die mehr oder weniger schräg gegen die Wagerechte und auch die

[1]) Industries, Febr. 1891, S. 128; Mai 1891, S. 420, mit Abb. Z. 1892, S. 752, mit Abb.

[2]) American Machinist, 24. März 1892, mit Abb.

Drehachse des Schleifsteins eingestellt werden kann; Gradeinteilungen ermöglichen, dieses Einstellen genau vorzunehmen. Am Mantel des Schleifsteins ist eine einstellbare Schürze *d* angebracht, die als Anschlag für die Zuschiebung der Einspannvorrichtung dient. Letztere wird durch über Rollen gelegte Ketten und das Gewicht *e* (Fig. 1049) gegen den Stein geschoben, während man unter Vermittlung des Tretschemels das Gewicht *e* hebt und den Druck des zu schleifenden Stichels gegen den Schleifstein mindert oder ganz beseitigt.

Für den beliebten Conradsonschen Schleifstein (Fig. 1050)[1]) ist ein Kronenschleifstein verwendet, weshalb die Querverschiebung winkelrecht zur Schleifsteinachse stattzufinden hat. Es dreht sich die Schleifsteinwelle in festen Lagern, und die Einspannvorrichtung nebst dem das Wasser sammelnden großen Becken, in dem sie befestigt ist, schwingt um einen starken wagerechten Zapfen; sie kann mittels des im Vordergrunde sichtbaren Handrades gleichlaufend zur Schleifsteinachse verschoben werden. Die Einspannvorrichtung läßt sich in ihrem Gehäuse um eine liegende Achse und mit dem Gehäuse um eine aufrechte Achse drehen. Die Einstellungen finden nach Gradeinteilungen statt. Das abfließende Wasser gelangt aus dem großen Becken zunächst in einen kleinen, im Bilde links sichtbaren Kasten, läßt hier den gröbsten Schmutz fallen, gelangt dann in einen nahe am Boden aufgestellten Kasten und wird mittels einer Kreiselpumpe wieder gehoben und gegen die Schleiffläche geworfen.

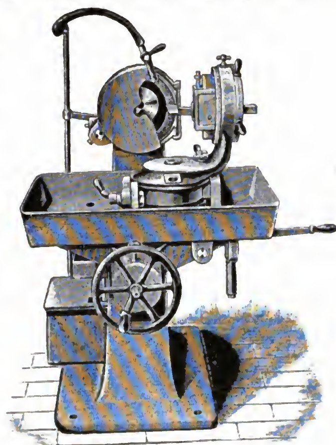


Fig. 1050.

Recht zweckmäßig ist auch der Schleifstein von W. Sellers & Co. in Philadelphia eingerichtet.[2])

β. Lange Messer, z. B. diejenigen der Holzhobelmaschinen, schliff man früher häufig auf der ebenen Fläche eines in wagerechter Ebene kreisenden Schleifsteines. Jetzt ist allgemein gebräuchlich, die gehörig eingespannten Messer an der zylindrischen Fläche eines scheibenförmigen oder an der ebenen Fläche eines Kronensteines hin und her zu schieben. Es sind daher die Maschinen den vorhin beschriebenen Rundschleifmaschinen

[1]) American Machinist, 4. Juni 1891, mit Schaubild.
[2]) Iron, Okt. 1887, S. 344, mit Schaubild.

ähnlich, nur viel einfacher gebaut, weil die Drehbarkeit der zu schleifenden Gegenstände wegfällt.[1])

γ. **Fräser, Reibahlen** u. dgl. lassen sich auf den weiter oben beschriebenen Rundschleifmaschinen schärfen; es ist nur ein führender Finger *f* (Fig. 1051) anzubringen, welcher den zu schleifenden Kanten dem Schleifstein gegenüber ohne weiteres die richtige Lage gibt. Dieser „Finger" *f* besteht in einem gegenüber dem Schleifstein einstellbaren Stift, der an einem Ende zur Platte ausgebreitet ist. Die Brust der zu schleifenden Schneide legt sich gegen den schmalen Rand der Platte und führt sich an ihm während der gegensätzlichen Verschiebung von Schleifstein *S* und Fräser *A*; das Einstellen des Fingers ist so vorzunehmen, daß die im Treffpunkte von Schleifstein und Fräser an diese gelegten Tangenten den Ansatzwinkel *i* einschließen.

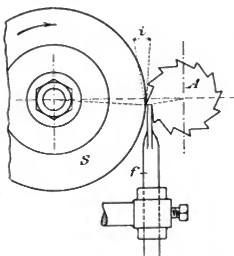


Fig. 1051.

Fig. 1052 zeigt die Anordnung des Fingers für seitlich liegende Schneiden eines Fräsers. Dieser ist am Kopf einer Spindel befestigt, welcher auf der Aufspannplatte *a* sitzt (vgl. Fig. 1044). Der Finger ist an der Platte *l* einstellbar, die den Spindelkasten *k* des Schleifsteins trägt.

J. E. **Reinecker** führte 1884 das Schleifen mittels des ebenen Randes eines topfförmigen, des Kronenschleifsteins ein. Es hat den Vorteil, eine ebene statt einer hohlen Schleiffläche zu erzeugen, schwächt sonach die Schneidkante nicht unnötigerweise, was bei der walzenförmigen Schleiffläche der Fall ist. Es befriedigt dieses Schleifverfahren jedoch nur dann ganz, wenn die Randfläche des Steines schmal genug ist, um in ihrer ganzen Breite mit der zu schleifenden Fläche in Berührung zu kommen, wie Fig. 1053 darstellt. Es bezeichnet hier *S* den Schleifstein, *A* den Fräser oder die Reibahle; man bemerkt, daß die innere Kante der Schleiffläche an ihrer tiefsten Stelle unter der Schneidkante des Fräsers liegt. Der Finger *f* legt sich gerade so gegen die Brust der Schneide, wie bei den Schleifsteinen, welche durch ihre Umfläche wirken.

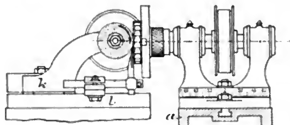


Fig. 1052.

Man findet nicht selten, daß der Finger an die Brust einer anderen Schneidkante als die zu schleifende sich legt. Das ist offenbar nur zulässig, wenn die Fräser von vornherein mit äußerster Genauigkeit ausgeführt worden sind.

Wenn das Erneuern der Schneide nicht durch Schleifen des Rückens, wie hier angenommen, sondern durch Schleifen der Brust stattfinden soll

[1]) Dingl. polyt. Journ. 1872, Bd. 206, S. 430; 1874, Bd. 213, S. 24; 1884, Bd. 252, S. 457. Z. 1885, S. 777, mit Abb.

(vgl. S. 26), so ist überhaupt unmöglich, den führenden Finger auf den Zahn wirken zu lassen, welcher geschliffen wird, man muß eine andere Zahnbrust als führende wählen, was bei nicht völlig genauen Fräsern zur Wiedergeburt, ja zur Vergrößerung der Fehler führt.

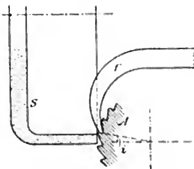
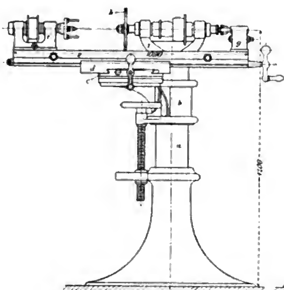


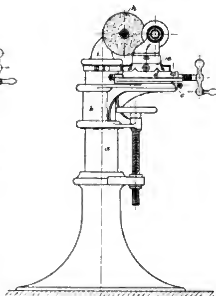
Fig. 1053.

Man kann aber auch Schleifstein und zu schleifenden Gegenstand gegensätzlich — wie bei Fräsmaschinen — so führen, daß die verlangte Gestalt genau gewonnen wird.

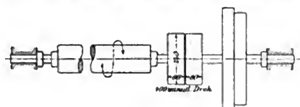
Die Fig. 1054 bis 1057, welche eine von J. E. Reinecker gebaute allgemeine Werkzeugschleifmaschine darstellen, mögen zur weiteren Erläuterung des Verfahrens dienen.

Fig. 1054 u. 1055 zeigen die Maschine in einer zum Rundschleifen und zum Werkzeugschleifen nach Fig. 1053 und 1052 geeigneten Zustellung. An dem abgedrehten Teil *a* des Maschinenständers ist der Winkel *b* mittels einer Schraube nach oben und nach unten


Fig. 1054.


Fig. 1055.

zu verstellen. *c* bezeichnet einen Wendeschemel, an dessen Führungsstabe der Schlitten *d* zu verschieben ist, und diesem ist der Aufspanntisch *e* verschiebbar angefügt. Dieser enthält einen Spindelstock *f* und einen Reitstock *g*, oder andere Einspannvorrichtungen. Der Lagerbock *i* der Schleifspindel ist auf dem Kopf des Maschinenständers drehbar, so daß man die Schleifsteinwelle gleichlaufend, rechtwinklig oder auch geneigt zu *e* einstellen kann. Es wird die Schleifsteinwelle vom Deckenvorgelege (Fig. 1056) aus so angetrieben, daß sie minutlich 2700 oder 1600 Drehungen macht. Zum Antriebe der Spindel oder


Fig. 1056.

Mitnehmerscheibe an *f* dient eine lange Trommel des Deckenvorgeleges; erstere dreht sich minutlich etwa 500 mal.

Fig. 1057 zeigt in größerem Maßstabe die Schleifsteinspindel *l* nebst deren Lagerbock *i*. Es sind die Zapfen von *l* walzenförmig, die Lagerbüchsen außen kegelförmig und gespalten (Fig. 76, S. 50) und mit Ringmuttern versehen, um sie in die kegelförmigen Bohrungen des Lagerkörpers *i* drücken zu können. Die Enden der Lagerbüchsen sind von Kappen umschlossen, welche den Staub von den Lagerflächen fernhalten sollen.

Die Spindel *l* ist an jedem ihrer Enden zur Aufnahme eines Schleifsteins eingerichtet; Schutzhauben *m* verdecken die Steine so gut als möglich; verwendet man statt scheibenförmiger Steine Kronenschleifsteine, so werden natürlich andere Schutzhauben aufgesetzt.

Fig. 1058 u. 1059 geben die Zustellung für das Schärfen von Fräsern und Reibahlen wieder, wenn die Zahnbrust geschliffen werden soll. Die

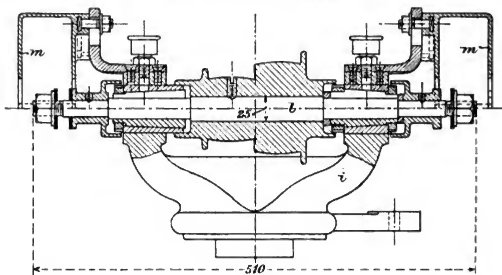


Fig. 1057.

Schutzhauben sind der Übersichtlichkeit halber nicht gezeichnet. Vor dem Schleifstein h_1 ist eine einstellbare Auflage *k* angebracht, um hier zu schleifende Gegenstände freihändig vorlegen zu können; der Schleifstein *h* ist für genaues Schleifen eingerichtet. Die Einstellbarkeiten des Schlittens *e* sind vorhin bereits genannt; man kann die auf *e* liegende Platte mittels der Schrauben *n* genau in die verlangte Lage bringen.

Die Mitnehmerspindel ist zunächst mit einer Teilscheibe versehen; *O* bezeichnet den in die Teilscheibe greifenden Stift. Diese Teilvorrichtung wird benutzt, wenn die zu schleifenden Zähne geradlinig verlaufen. Sind dagegen die Zähne spiralig, so wird zwar mittels des Stiftes *O* und der Teilscheibe jeder folgende Zahn vorgerückt, außerdem aber die Teilscheibe nebst Mitnehmerspindel im geraden Verhältnis zur Verschiebung des Tisches *e* gedreht. Zu diesem Zwecke greift in den zum Wurmrad ausgebildeten Umfang der Teilscheibe der Wurm *q*; dieser wird durch ein Kegelradpaar, das Rad *p* und Wechselräder von der Schlittenschraube *r* aus betätigt. Es ist der Wurm *q* durch sein oberes Lager in lotrechter Richtung genau einzustellen, was insbesondere Fig. 1058 andeutet. Man muß selbstverständlich die Schleifspindel so weit schräg gegen die durch die Spitzen gelegte gerade

Linie einstellen, daß der Rand des Schleifsteines sich richtig an die zu schleifende spiralige Fläche schmiegt.

Es sind zahlreiche Ausführungsformen der Fräser- bzw. Reibahlenschleifmaschinen bekannt gegeben, die, mehr oder weniger Sonderzwecken angepaßt, ganz erheblich voneinander abweichen; ich füge hier einige Quellen an.[1])

δ. Lochbohrer werden am Rücken der Schneiden geschliffen. Es ist daher für eine solche gegensätzliche Bewegung von Bohrer und Schleiffläche zu sorgen, daß diese Rücken „abfallende" werden, daß der Ansatzwinkel erhalten bleibt.[2]) Diese Aufgabe wird jetzt wohl allgemein dadurch gelöst, daß man den Rücken jeder Schneide als Kegel- oder als Walzenfläche gestaltet, so daß er durch Drehen des Bohrers um eine feste Achse gegenüber der ebenen Schleiffläche sich bildet.

In Fig. 1060 bis 1062 bezeichnet *S* den Schleifstein, *B* den zu schleifenden Bohrer, der in einer hohlkeilförmigen Rinne *C* liegt, *xx* die

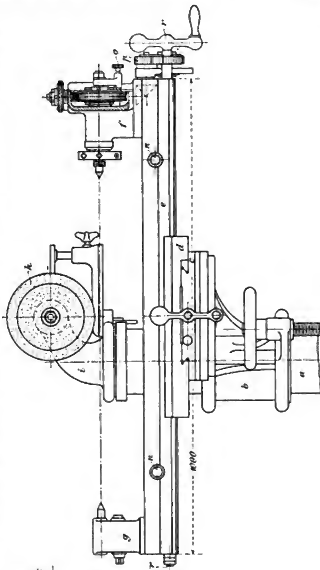


Fig. 1059.

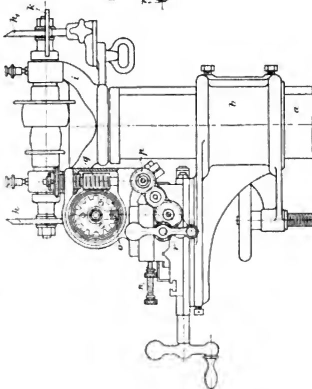


Fig. 1058.

[1]) Vgl. Z. 1883, S. 642; 1886, S. 139, S. 562; 1891, S. 416, mit Abb. Dingl. polyt. Journ. 1879, Bd. 231, S. 106. Prakt. Masch.-Konstr. 1887, S. 221; 1896, S. 37. Public. industr. 1880, Bd. 26, S. 49. Revue générale des mach. out., Mai 1890, S. 33. The Iron Age, Mai 1892, S. 860; Sept., S. 521; Nov., S. 930. Revue industrielle, Mai 1892, S. 181; Nov. 1895, S. 453. The Engineer, Aug. 1896, S. 148. Portef. économique des mach., Sept. 1896, S. 130, sämtlich mit Abb. Z. 1901, S. 546—627, mit Abb.; 1903, S. 677, mit Abb.

[2]) Z. 1888, S. 970, S. 1010, mit Abb. und Quellennachweisen.

Achse, um welche man die Rinne mit dem Bohrer während des Schleifens schwingt. Diese Achse xx liegt, wie Fig. 1061 und 1062 erkennen lassen, seitwärts von der Schneidkante des Bohrers, welche erneuert werden soll, von letzterer ab ist sonach der Rücken der Schneidkante stark abfallend. Manche legen die Schwingungsachse xx in Fig. 1061 schräg gegen die Mittelebene des Bohrers, damit die Kante, der Beginn des abfallenden Rückens in der Nähe der Bohrerspitze, näher an dem Scheitel der um xx beschriebenen Fläche liegt (vgl. Fig. 1062, welche den Rücken des Bohrers B geschnitten darstellt). In Fig. 1062 liegt xx häufig schräg, wie gezeichnet, auch noch schräger,[1]) ebenso oft aber auch gleichlaufend zur Schleiffläche. Die Rinne C gibt den Schrauben- oder gewundenen Bohrern hinsichtlich ihrer Achsenrichtung ohne weiteres die zutreffende Lage; für Spitzbohrer bedarf es hierfür geeigneter Beilagen. Im weiteren dient der „Finger“ E — welcher zweckmäßig einstellbar gemacht wird — als Anschlag für die Brust der Schneide, und eine einstellbare Fläche, gegen welche das Zapfenende des Bohrers sich legt, zum Einstellen in der Achsenrichtung des letzteren.

Fig. 1060.

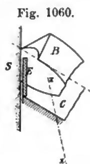


Fig. 1061.

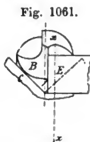




Fig. 1062.

Fig. 1063 ist das Schaubild einer derartigen Bohrerschleifmaschine. Man sieht aus derselben, daß die Rinne mittels einer Schraube gegen den

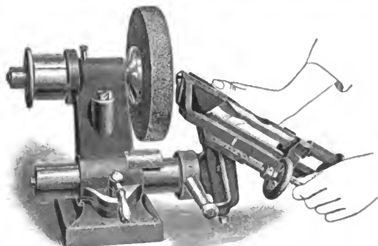


Fig. 1063.

Schleifstein verschoben werden kann, die Drehachse der Rinne ist ein wenig gegen die Schleiffläche geneigt. Die Lagerung, in welcher der betreffende lange Zapfen steckt, kann mittels eines Handhebels um eine wagerechte Achse gedreht werden, um nacheinander die ganze Kronenbreite des Schleifsteins an der Abnutzung teilnehmen zu lassen.

[1]) American Machinist, Okt. 1897, S. 807, mit Abb.

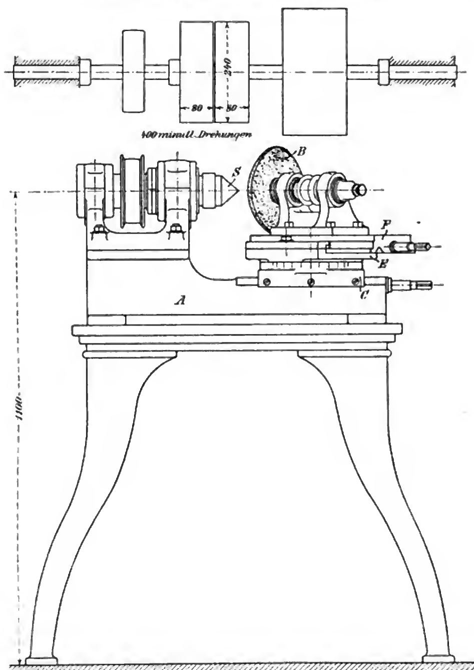


Fig. 1064.

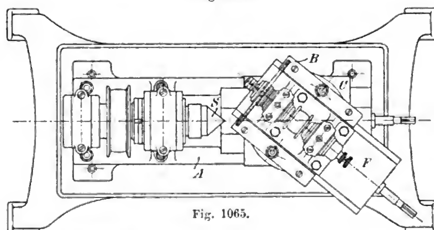


Fig. 1065.

ε. Drehbankspitzen schleift man oft, während sie in der Spindel bzw. dem Reitnagel stecken. Es dienen hierfür Hilfsvorrichtungen.[1])

Als eigentliche Spitzenschleifmaschinen können die früher beschriebenen Rundschleifmaschinen verwendet werden. Sollen sie nur dem vorliegenden Zweck dienen, so fallen sie einfach aus, wofür eine von J. E. Reinecker gebaute, durch Fig. 1064 bis 1065 abgebildete, ein Beispiel ist. Wie die Gesamtansichten Fig. 1064 und 1065 ergeben, besteht die Maschine aus einem durch Beine gestützten drehbankartigen Bett *A*, auf welchem links ein Spindelstock steht, der die zu schleifende Spitze *S* führt, und rechts ein zweiter Spindelstock sich befindet, in dem die Spindel des Schleifsteins *B* gelagert ist. Beide genannte Spindeln werden von einem Deckenvorgelege (Fig. 1064) aus angetrieben und zwar so, daß der Schleifstein minutlich rund 2400, die zu schleifende Spitze in derselben Zeit etwa 500 Drehungen macht. Der Spindelkasten des Schleifsteins ist mittels des Schlittens *C* längs des Bettes *A* zu verschieben, die Platte *E* ist auf *C* drehbar und nach einer Gradeinteilung einzustellen und der Schlitten *F*, auf dem der Spindelkasten unmittelbar

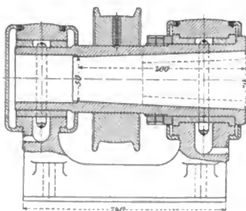


Fig. 1066.

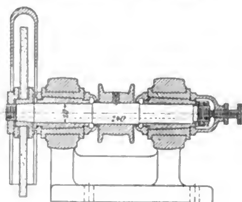


Fig. 1067.

befestigt ist, auf der Platte *E* zu verschieben. So sind die nötigen Mittel geboten, um jeden gewünschten Spitzenwinkel an der Spitze *S* hervorzubringen. Fig. 1066 und 1067 stellen in größerem Maßstabe Einzelheiten dar, so Fig. 1066 die Spindel, welche die zu schleifende Spitze *S* aufnimmt. Sie ist für sehr dicke Spitzen eingerichtet, dünnere Spitzen werden unter Zuhilfenahme genauer Büchsen eingesteckt. Die Lagerung ist insbesondere in der Richtung bemerkenswert, als die Lagerflächen durch Kappen vor dem Staub möglichst geschützt sind. Das gleiche ist der Fall bei der Lagerung der Schleifsteinspindel (Fig. 1067). Die Lagerbüchsen der letzteren sind gespalten (Fig. 76, S. 50) und werden durch Muttern, die teilweise gleichzeitig jene Kappen sind, behufs Nachstellens in die kegelförmigen Bohrungen des Spindelkastens gezogen.

[1]) Für die Spindelspitze: Dingl. polyt. Journ. 1873, Bd. 208, S. 3; 1886, Bd. 262, S. 68; 1887, Bd. 265, S. 248; 1889. Bd. 271, S. 251, mit Abb. Z. 1892, S. 4; 1896, S. 1340, mit Abb. American Machinist, 16. Juni 1892, S. 4, mit Abb. The Iron Age, Juni 1892, S. 1266, mit Schaubild. — Für die Reitstockspitze: American Machinist, 6. Okt. 1892, mit Schaubild.

VI. Größe der Antriebsarbeit.

Aus mehr als einem Grunde ist erwünscht, die für den Betrieb der Maschine erforderliche mechanische Arbeit zu kennen, bevor die Maschine gebaut ist. Richten sich doch hiernach die Abmessungen der Antriebsmittel, seien es Riemenrollen oder Elektromotoren oder anderes. Und bei der Wahl unter verschiedenen Maschinen, welche die verlangte Bearbeitung in gleicher Güte zu liefern vermögen, ist der Bedarf an Betriebsarbeit zuweilen von Bedeutung, wenn nicht ausschlaggebend. Endlich bildet der Arbeitsbedarf der einzelnen Maschinen die Grundlage für die Arbeitsversorgung und Verteilung in der Fabrik, in welcher die Werkzeugmaschinen tätig sein sollen.

Für letzteren Zweck wird man — außer dem größten Bedarf der einzelnen Maschine — den mittleren einer Gruppe von Maschinen oder einer Werkstatt wissen wollen.

Mann kann das Arbeitserfordernis auf folgende Weise bestimmen:

Es besteht in der Arbeit, welche der Stichel oder der Fräser zum Abheben der Späne verbraucht, und in Reibungsverlusten. Der erstere Arbeitsaufwand A — nach Gl. 18, S. 19 —:

$$A = b \cdot d \cdot K \cdot v,$$

wenn A in Sekunden-Meterkilogramm, b und d in Millimetern und v in Metern für die Sekunde ausgedrückt wird. Die Werte von K sind für einige Metalle auf S. 14 angegeben. Der zweite Teil des Arbeitsaufwandes, die Reibungsverluste, sind nach bekannten Verfahren nach dem Entwurf der Maschine zu berechnen.

Dieses Rechnungsverfahren ist zeitraubend und liefert trotzdem keine genau zutreffenden Werte, indem die der Schätzung unterliegenden Wertziffern eine hervorragende Rolle spielen.

Man kann das Verfahren vereinfachen, indem man den reinen Arbeitsaufwand: nach Gl. 18, oder der anderen:

$$N_{Pfst} = \frac{b_{mm} \cdot d_{mm} \cdot K \cdot v_{sek\,m}}{75} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (102)$$

zwar in obiger Weise berechnet, aber den zweiten Teil, die Reibungswiderstände, im ganzen schätzt. Diese Schätzung setzt nun große Erfahrung voraus; man kann ihre Unsicherheit durch Berechnung der hauptsächlichsten Reibungswiderstände mindern.

Für die meisten Fälle ist dieses Rechnungsverfahren durchsichtig genug, so daß weitere Erläuterungen seiner Anwendung entbehrt werden können. Bei den Tischhobelmaschinen mit Zahnstangen- oder Schraubenantrieb und in geringerem Grade bei diesen verwandten Maschinen treten jedoch neben den leicht erkennbaren auch Reibungswiderstände auf, die beträchtlich sind, aber doch leicht übersehen werden. Es sind das die Reibungswiderstände, welche am Hubwechsel die lebendige Kraft des bewegten Schlittens vernichten müssen. Zu dem hierfür erforderlichen Arbeitsbedarf gesellt sich derjenige für das Hervorbringen der neuen Geschwindigkeit (vgl. S. 199). Um die Bedeutung dieser Arbeitsgrößen zu beleuchten, erinnere ich daran, daß die Treibriemen oder Reibkupplungen bei dem Hubwechsel gleiten, und bemerke, daß zur Zeit des Hubwechsels dieser Maschinen der Arbeitsaufwand zuweilen auf das Dreifache und mehr des für mittleren Vollbetrieb

Erforderlichen sich steigert. Es möge hier eingeschaltet werden, daß dieser Umstand für elektrischen Antrieb von hervorragender Bedeutung ist: will man nicht unverhältnismäßig große Motoren verwenden, so ist die Einschaltung wirkungsvoller Schwungräder unbedingt nötig.

Die beim Hubwechsel auftretenden Arbeitsverluste hängen von dem Gewicht der bewegten Teile und den Geschwindigkeiten derselben ab; sie sind an sich leicht zu berechnen. Will man sie aber auf die Zeiteinheit beziehen, will man den größten sekundlichen Arbeitsverbrauch wissen, so ist erforderlich, zunächst festzustellen, innerhalb welcher Zeit der Hubwechsel erfolgt. Dazu gehören meistens umständliche Rechnungen; jedenfalls muß man die Art des Hubwechsels und die für ihn zu verwendenden Mittel genau kennen.

Angaben, welche das Antriebserfordernis der Werkzeugmaschinen in runden Zahlen ausdrücken, sind wertlos, weil es von zahlreichen Einzelumständen abhängig ist, die bei den einzelnen Maschinen selbst der gleichen Gattung nicht im gleichen Verhältnis auftreten.

Als brauchbar, wenn auch nicht als ganz einwandfrei, sind folgende beiden Rechnungsverfahren zu bezeichnen.

J. Hart[1]) setzt die Zahl N der zum Betrieb erforderlichen Pferdekräfte:

$$N = \frac{(1+m)(a \cdot k) \cdot b \cdot d \cdot v}{75} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (103)$$

Es bezeichnet in dieser Gleichung: k die Reißfestigkeit des zu zerspanenden Metalls, b und d Breite und Dicke der abzunehmenden Schicht und v die sekundliche Schnittgeschwindigkeit rechtwinklig zu dem Querschnitt $b \cdot d$. Ferner ist a eine Wertziffer, welche angibt, um wie viel mal der Schnittwiderstand größer ist als die Reißfestigkeit; es hat also $a \cdot k$ dieselbe Bedeutung wie der Wert K, Gl. 1, S. 14. Endlich soll die Wertziffer m das Verhältnis der Summe der Reibungswidertstände zu dem eigentlichen Arbeitswiderstand ausdrücken.

Nach Hart soll man einsetzen:

$a = 2$ für Drehbänke und Hobelmaschinen,
$a = 2{,}5$ für Stoßmaschinen, Feilmaschinen, Ausbohrmaschinen,
$a = 3$ für Lochbohrmaschinen.

Es ist nun in keiner Weise erwiesen, daß der Schnittwiderstand in geradem Verhältnis zur Reiß- (oder absoluten) Festigkeit steht, zu gleicher Zeit aber mindestens sehr unwahrscheinlich, daß der Schnittwiderstand — sonst gleich gut gehaltene Stichel vorausgesetzt — bei der einen Maschinenart ein anderer ist als bei der anderen.

(Man könnte annehmen, daß Hart unter ak nicht nur den Schnittwiderstand, sondern zugleich andere, in der Maschine liegende Widerstände ausdrücken wolle. Dieser Auffassung widerspricht aber der Umstand, daß Hart ak ausdrücklich den „Werkzeugwiderstand" nennt und ferner sagt, es solle m „nicht nur die zusätzliche Reibung", sondern die sämtlichen „passiven Widerstände der Maschine" zum Ausdruck bringen.)

[1]) Die Werkzeugmaschinen für den Maschinenbau. 2. Auflage, Heidelberg 1874, S. 58 u. f.

Für m empfiehlt Hart:

$m = 0{,}5$ für große Maschinen,
$m = 0{,}7$ für Maschinen mittlerer Größe;
$m = 1{,}0$ für kleine Maschinen und solche mit verwickeltem Triebwerk, Wurmradantrieben usw.

Diese Zahlen drücken gewissermaßen das Gefühl aus, daß bei dem Entwurf wie bei der Ausführung größerer Maschinen mit mehr Sorgfalt verfahren wird, als man auf kleinere Maschinen zu verwenden geneigt ist, ein Gefühl, welches man nur zum Teil für berechtigt halten wird.

Die Verlust bringenden Widerstände der verschiedenartigsten spanabhebenden Werkzeugmaschinen stehen keineswegs in geradem Verhältnis zum Schnittwiderstande; deshalb wird diese Art der Berechnung des Arbeitserfordernisses für die Reibungswiderstände weniger zutreffende Ergebnisse liefern können, als die reine Schätzung.

Ernst Hartig[1]) setzt allgemein:

$$N = N_0 + \varepsilon G \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (104)$$

Es bedeutet in dieser Gleichung N die Zahl der erforderlichen Pferdekräfte, N_0 den Arbeitsaufwand für den Leergang der Maschine, G das Gewicht der stündlich erzeugten Späne in Kilogramm und ε eine Wertziffer.

In dem Hartigschen Ausdruck kommt also der Teil der Reibungsverluste (die Leergangsarbeit), welcher von dem Arbeitswiderstande ganz unabhängig ist, selbständig zur Geltung. Das ist nur zu billigen. Freilich ist N_0 für eine zu bauende Maschine nur auf Grund von an anderen, aber ähnlichen Maschinen gemachten Versuchen zu schätzen, oder auf dem früher angedeuteten umständlichen Wege unsicher zu berechnen.

Der Ausdruck εG enthält die zur Überwindung des Schnittwiderstandes und der von diesem abhängigen Reibungswiderstände erforderliche Arbeit. Da letztere nicht immer in geradem Verhältnis zu ersterem steht, so wird ε eine gewisse Veränderlichkeit zeigen.

Indem ich noch bemerke, daß bei den Hartigschen Versuchen allgemein kleinere Schnittgeschwindigkeiten angewendet und verhältnismäßig kleinere Maschinen geprüft wurden, als zurzeit gebräuchlich, lasse ich die Hartigschen Angaben hier folgen:

1. Hobelmaschinen:

$$\text{für graues Gußeisen: } \varepsilon = 0{,}034 + \frac{1{,}13}{f},$$

wenn f den Spanquerschnitt in Quadratmillimetern ausdrückt.

Es wird ferner angegeben:

für Schmiedeeisen ε im Mittel $= 0{,}114$,
für Stahl . . . . . ε im Mittel $= 0{,}246$,
für Bronze . . . . ε im Mittel $= 0{,}028$.

Leergangsarbeit: $N_0 = 0{,}6$ bis $0{,}1$ Pferdestärken.

2. Drehbänke:

für Gußeisen im Mittel . . . $\varepsilon = 0{,}069$,
für Schmiedeeisen im Mittel $\varepsilon = 0{,}072$,
für Stahl im Mittel . . . . . $\varepsilon = 0{,}104$.

Leergangsarbeit: $N_0 = 0{,}7$ bis $0{,}1$ Pferdekräfte.

[1]) Versuche über Leistung u. Arbeitsverbrauch d. Werkzeugmaschinen. Leipzig 1873.

3. Lochbohrmaschinen, mit Spitzbohrern:

für Gußeisen, trocken, im Mittel .... $\varepsilon = 0{,}135 + \frac{0{,}135}{d}$,

für Schmiedeeisen, mit Öl geschm., im Mittel $\varepsilon = 0{,}135 + \frac{0{,}55}{d}$,

wenn d den Bohrerdurchmesser in Millimetern ausdrückt.

Leergangsarbeit: $N_0 = 0{,}5$ bis 0,05 Pferdekräfte.

4. Ausbohrmaschinen:

für Gußeisen $\varepsilon = 0{,}034 + \frac{0{,}13}{f}$,

wenn f den Spanquerschnitt in Millimetern angibt.

Leergangsarbeit: $N_0 = 0{,}3$ bis 0,05 Pferdekräfte.

5. Fräsmaschinen:

für Gußeisen im Mittel $\varepsilon = 0{,}07$,
für Gußhaut ...... $\varepsilon = 0{,}24$.

Leergangsarbeit: $N_0 = 0{,}55$ bis 0,1 Pferdekräfte.

6. Schleifsteine:

Hier wird N_0 durch den Steindurchmesser D in Metern und die sekundliche Umfangsgeschwindigkeit V in Metern ausgedrückt, und das ε fällt weg, zugleich aber auch das Gewicht G des stündlich zerspanten Metalls. Es wird der Gesamtarbeitsbedarf angegeben für grobkörnige Sandsteine zu:

$$N = 0{,}0264 \cdot D \cdot V \cdot + \mu \frac{P \cdot V}{75} \text{ Pferdekräfte,}$$

wenn P den Andruck des Werkstücks in Kilogramm, μ die Reibungswertziffer:

für Gußeisen ... $\mu = 0{,}22$,
für Stahl ..... $\mu = 0{,}29$,
für Schmiedeeisen $\mu = 0{,}44$

bezeichnet.

Ferner für feinkörnige Sandsteine zu:

$$N = 0{,}16 + 0{,}056 \cdot D \cdot V \cdot + \mu \cdot \frac{P \cdot V}{75} \text{ Pferdekräfte,}$$

worin die Reibungswertziffer

für Gußeisen ... $\mu = 0{,}72$,
für Stahl ..... $\mu = 0{,}94$,
für Schmiedeeisen $\mu = 1{,}00$

sein soll.

Hiernach lassen die bis jetzt zur Verfügung stehenden Berechnungsverfahren des Arbeitserfordernisses viel zu wünschen übrig. Da bei der Anwendung des elektrischen Einzelantriebs der Maschinen der wirkliche Arbeitsaufwand verhältnismäßig einfach bestimmt werden kann, insbesondere ohne in erheblicher Weise die Benutzung der Maschinen stören zu müssen, so ist zu erhoffen, daß recht zahlreiche Versuche mit Maschinen der Jetztzeit vorgenommen werden, sei es, um die Hartigschen Wertziffern zu ergänzen oder neue Berechnungsgrundlagen zu schaffen.

II. Teil.

Scheren und Durchschnitte.

Es werden in dem Folgenden nur Scheren und Durchschnitte für Metall, insbesondere Metallbleche behandelt werden.

Der in Frage kommende Vorgang heißt das Abscheren;[1]) durch Werkzeuge, welche rechtwinklig gegen die Fläche des Bleches drücken, wird ein Teil der letzteren gegen den andern so verschoben, daß unter Überwindung der Schub- oder Scherfestigkeit eine Quertrennung erfolgt. Diese Werkzeuge heißen bei den Scheren: Scherblätter, bei den Durchschnitten: Stempel bzw. Lochringe, auch wohl Matrizen.

I. Werkzeuge und deren Wirkungsart.

A. Die Kräfte, welche auf die Werkzeuge zurückwirken,

lassen sich wie folgt bestimmen:

A und *B* (Fig. 1068 u. 1069) bezeichnen zwei Scherblätter; *A* werde in der Richtung des gezeichneten Pfeiles gegen *B* verschoben. Der Kantenwinkel α (Fig. 1068) der Scherblätter ist regelmäßig kleiner als 90°; er wird zwischen 65° und 80° gewählt und beträgt $\beta = \alpha + i$ meistens 75°. Man neigt auch die Rückenflächen der Scherblätter ein wenig gegen die Arbeitsrichtung und zwar aus denselben Gründen wie bei den Schneiden. Es beträgt der Winkel i (Fig. 1068) etwa $1\frac{1}{2}°$ bis höchstens 3°.

Indem die Schneidkanten gegen das Werkstück drücken, dringen sie zunächst in dieses ein, wie Fig. 1068 darstellt, bis der fernerem Eindringen sich widersetzende Widerstand gleich der Scherfestigkeit geworden ist. Nunmehr erfolgt der Bruch. Man neigt nun die Scherblattkanten (nach Fig. 1069) um einen Winkel η gegeneinander — dessen Größe 14° bis 9° beträgt — so daß links in Fig. 1069 der Bruch stattfindet, während in einiger Entfernung rechts von dieser Stelle die Scherblattkanten das Werkstück erst berühren. Der ganze Vorgang des allmählichen Eindringens der Scherblattkanten bis zum Bruch des Bleches spielt deshalb innerhalb der Länge a ab. Der Grundriß der hierbei neu entstehenden schmalen Fläche ist (nach Fig. 1070) innerhalb der Länge a ein Dreieck. Es dringt nun sowohl

[1]) Herm. Fischer, Allgem. Grundsätze und Mittel des mechanischen Aufbereitens. Leipzig 1888. S. 359.

das tätige Scherblatt A als auch das stützende Scherblatt B in die Oberfläche des Bleches ein, so daß (nach Fig. 1069) von dem Punkte ab, in welchem ersteres auf das Werkstück trifft, dieses nach unten gebogen wird und an der Stelle, wo der Bruch erfolgt, dieses Verbiegen den Betrag e erreicht hat, weil dann B um e in das Blech eingedrungen ist. Fig. 1068 ist ein an dieser Stelle gemachter Querschnitt der Fig. 1069. Von diesem Punkte ab wird das unter dem Scherblatt A liegende Blech um den Weg von A weiter nach unten geschoben, während das über B liegende Blech seine Gestalt nicht mehr ändert. Die Vertiefung, welche auf der oberen Fläche des Bleches (in bezug auf Fig. 1070) rechts von der Scherblattkante sich bildet, hat — wie schon erwähnt — als Grundriß ein rechtwinkliges Dreieck. Die eine Seite dieses Dreiecks ist $= a$, die zu dieser rechtwinklig liegende ist $e \cdot \operatorname{tg} \beta$ lang.

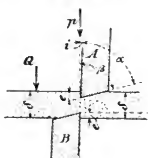


Fig. 1068.

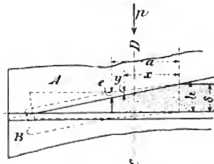


Fig. 1069.

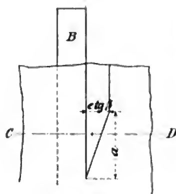


Fig. 1070.

Es sind über das allmähliche Anwachsen des Widerstandes, welchen die Stempel der Durchschnitte bei ihrem Eindringen zu überwinden haben, sehr beachtenswerte Versuche gemacht worden.[1] Ich habe nicht vermocht, sie für den vorliegenden Zweck rechnerisch zu verwerten, und gehe deshalb von der — nicht ganz richtigen — Annahme aus, daß der Widerstand im geraden Verhältnis zur Größe der widerstehenden Fläche steht. Dann wächst sie in geradem Verhältnis zur Eindringungstiefe y (Fig. 1069). Im Abstand a vom Anfangspunkt des Eindringens tritt der Bruch ein, es ist die Eindringungstiefe $= e$ und der Widerstand zweifellos gleich der Scherfestigkeit δ. Es beträgt daher — nach der gemachten Annahme — der Widerstand dp bei der Eindringungstiefe y für einen Streifen von der Breite dx:

$$dp = \sigma \cdot dx \cdot \delta \cdot \frac{x}{a} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (105)$$

sonach:

$$p = \frac{\sigma \cdot \delta}{a} \int_{x=0}^{x=a} x \cdot dx = \frac{\sigma \cdot \delta}{2a} \cdot a^2 \quad \ldots \ldots \quad (106)$$

[1]) K. Keller, Z. 1888, S. 77 u. f.

Es ist aber:

$$a = \frac{2e}{\operatorname{tg}\eta} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (107)$$

also:

$$p = \frac{\sigma \cdot \delta}{\operatorname{tg}\eta} \cdot e \cdot \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (108)$$

Die Eindringungstiefe e, bei welcher der Bruch eintritt, kann auf folgende Weise bestimmt werden. An dieser Stelle gleicht der Eindringungswiderstand dem Scherwiderstand σ; er wird von dem Werkstück auf die schmalen Schrägflächen der Scherblätter übertragen, so daß diese an ersteren die bereits erwähnten Flächen ausbilden. Das Produkt aus der Größe dieser und der Druck der rückwirkenden Festigkeit σ_d des Bleches ist offenbar gleich dem einwirkenden Druck. Die Brustflächen der Scherblätter liegen um den Winkel β schräg gegen die Arbeitsrichtung oder die Richtung von p. Es ist daher der auf die Breite dx wirkende, rechtwinklig zur Scherblattbrust gerichtete Druck allgemein

$$= \cdot \frac{\sigma \cdot dx \cdot \delta \cdot \frac{x}{a}}{\sin\beta}$$

und die Länge der verdrückten Fläche dieses Streifens

$$= \frac{\sigma \cdot dx \cdot \delta \cdot \frac{x}{a}}{\sigma_d \cdot dx \cdot \sin\beta} = \frac{\sigma}{\sigma_d} \cdot \frac{\delta \cdot \frac{x}{a}}{\sin\beta}$$

Diese Länge ist aber die Hypotenuse eines rechtwinkligen Dreiecks, dessen eine Kathete die Eindringungstiefe y bildet (Fig. 1069), und welche mit dieser Kathete den Winkel β einschließt. Sonach ist allgemein:

$$y = \frac{\sigma}{\sigma_d} \cdot \frac{\delta \cdot \frac{x}{a}}{\sin\beta} \cos\beta$$

und, da für $x = a$, $y = e$ ist:

$$e = \frac{\sigma}{\sigma_d} \cdot \frac{\delta}{\operatorname{tg}\beta} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (109)$$

Indem man diesen Wert in Gl. 108 einführt, gewinnt man den größten Gesamtwiderstand, welchen die Scherblätter in ihrer gegensätzlichen Bewegungsrichtung erfahren, zu:

$$p = \frac{\sigma}{\sigma_d} \cdot \frac{\delta^2 \cdot \sigma}{\operatorname{tg}\eta \cdot \operatorname{tg}\beta} \cdot \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (110)$$

Man könnte aus dieser Gleichung schließen, es sei vorteilhaft, sowohl η als auch β möglichst groß zu machen. Dem widerspricht jedoch das Folgende:

Mit dem Wachsen von η nimmt die Kraft zu, welche versucht, das Werkstück in bezug auf Fig. 1069 nach rechts zu verschieben und dadurch das Abscheren überhaupt zu vereiteln. Um letzteres zu verhüten, darf η höchstens gleich dem Reibungswinkel sein. Daher wird η, wie bereits angegeben, höchstens zu 14^0, meistens erheblich kleiner gewählt. Mit dem Wachsen von β wird, da der Bruch eine gewisse Tiefe e des Eindringens

verlangt, die Verbiegung des Bleches größer, was man zu vermeiden sucht. Es ist jedoch noch auf folgenden Umstand aufmerksam zu machen. Weiter oben wurde angenommen (vgl. Fig. 1068 bis 1070), daß innerhalb der Länge a das rechts von den Scherblattkanten belegene Blech in gleicher Höhe bleibe wie dessen linke Seite, und daraus die Größe e berechnet. Diese Annahme ist nun nicht ganz richtig, da das rechts belegene Blech in bezug auf Fig. 1070 und 1068 etwas nach unten gebogen wird. So lange β klein genug ist, kann dieser Umstand vernachlässigt werden; je größer β wird, um so mehr macht er sich geltend, so daß die hier gegebene Berechnung des e nur so lange zulässig erscheint, als β nicht über 75° mißt. Ich werde deshalb in dem Folgenden

$$\operatorname{tg} \beta = 4 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (111)$$

setzen.

Das Verhältnis $\frac{\sigma}{\sigma_d}$ ist von der Natur der in Frage kommenden Stoffe abhängig. Man nimmt häufig an, daß bei Eisenblechen die Scherfestigkeit σ das 0,8 oder 0,9 fache der rückwirkenden Festigkeit betrage. Es wächst aber die rückwirkende Festigkeit unter dem Druck der Scherblätter. Da diese eine bildsame Umgestaltung der getroffenen Flächenteile herbeiführen, so verdichten sie auch das Gefüge — man denke an den Umstand, daß hart gezogener Draht zuweilen viermal so fest ist als ausgeglühter — so daß die mittlere Festigkeit σ_d, welche bei dem Abscheren zur Wirkung kommt, vielleicht doppelt so groß ist als die Scherfestigkeit σ. Es sollen deshalb die Werte:

$$\frac{\sigma}{\sigma_d} = 0{,}9 \text{ und } \frac{\sigma}{\sigma_d} = 0{,}5 \quad \ldots \ldots \ldots (112)$$

als vermutliche Grenzwerte in Rechnung gestellt werden.

Man erhält aus Gl. 109 für $\operatorname{tg} \beta = 4$ und $\frac{\sigma}{\sigma_d} = 0{,}9$:

$$e = 0{,}9 \cdot \frac{\delta}{4} = 0{,}225\,\delta \quad \ldots \ldots \ldots (113)$$

und für $\operatorname{tg} \beta = 4$ und $\frac{\sigma}{\sigma_d} = 0{,}5$:

$$e = 0{,}5 \cdot \frac{\delta}{4} = 0{,}125\,\delta \quad \ldots \ldots \ldots (114)$$

ferner aus Gl. 108 für p:

$$p = \frac{0{,}225}{\operatorname{tg} \eta} \cdot \sigma \cdot \delta^2 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (115)$$

bzw.

$$p = \frac{0{,}125}{\operatorname{tg} \eta} \cdot \sigma \cdot \delta^2 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (116)$$

Die Kräfte p greifen, wenn man σ_d als auf der gedrückten Fläche gleichförmig annimmt, in den Schwerpunkten der entstehenden Dreiecksflächen an. Diese Schwerpunkte liegen um $\frac{e \cdot \operatorname{tg} \beta}{3}$ von der Schnittfläche und um $\frac{2}{3} \cdot \frac{2}{3} \cdot e$ von der Oberfläche des Bleches entfernt. Es versucht also ein

Moment M das Blech rechts zu drehen, dessen Größe (nach Fig. 1070) beträgt:

$$M = p \cdot \frac{2}{3} \cdot e \cdot \operatorname{tg} \beta + \frac{p}{\operatorname{tg} \beta} \cdot \left(\delta - 2\frac{4}{9}e\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (117)$$

also für $\operatorname{tg} \beta = 4$ und $\frac{\sigma}{\sigma_d} = 0{,}9$:

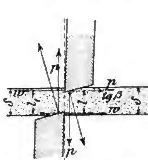
$$M = 0{,}18 \cdot \sigma \cdot \frac{\delta^3}{\operatorname{tg} \eta} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (118)$$

und für $\operatorname{tg} \beta = 4$ und $\frac{\sigma}{\sigma_d} = 0{,}5$:

$$M = 0{,}07 \cdot \sigma \cdot \frac{\delta^3}{\operatorname{tg} \eta} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (119)$$

Diesem Moment tritt das andere:

$$w \cdot l_1$$


Schnitt nach C-D
Fig. 1071.

entgegen (Fig. 1071);

$$\text{es ist } w = \frac{M}{l_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (120)$$

Die Angriffspunkte von w sind die Schwerpunkte der durch Eindringen der Scherblätter entstandenen lotrechten Dreiecksflächen, liegen also um $\frac{1}{3}e$ von den Blechoberflächen zurück. Es ist also:

$$l_1 = \delta - \frac{2}{3}e$$

und für $\frac{\sigma}{\sigma_d} = 0{,}9$:

$$w = \text{rund } 0{,}21 \cdot \frac{\sigma}{\operatorname{tg} \eta} \cdot \delta^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (121)$$

für $\frac{\sigma}{\sigma_d} = 0{,}5$:

$$w = \text{rund } 0{,}08 \cdot \frac{\sigma}{\operatorname{tg} \eta} \cdot \delta^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (122)$$

Die Kräfte w suchen die Scherblätter auseinander zu drängen. Gelingt das in geringem Grade, so vergrößert sich das Moment M und damit w, also auch der Betrag, um welchen die Scherblätter auseinander gedrängt werden, so daß bei entsprechender Nachgiebigkeit der Scherblätter das Werkstück in bezug auf Fig. 1071 sich rechts dreht und eine lotrechte Lage annimmt. Man nennt diesen Vorgang das „Kauen"; er muß seiner Gefährlichkeit für die Arbeiter und für die Maschine halber unbedingt verhindert werden.

Es geschieht das in erster Linie dadurch, daß den Scherblättern eine den Kräften w entgegentretende und ihnen gewachsene Anfangsspannung gegeben wird. w hängt aber — Gl. 121 u. 122 — in hohem Grade von der Blechdicke δ ab. Jene dickeren Blechen angemessene Anfangsspannung der Scherblätter würde demnach bei dünneren Blechen die Scherblattkanten

übereinander bringen und zu Brüchen führen, weshalb man die Scherblattkanten gegeneinander neigt und dafür sorgt, daß sie auch bei der größten Öffnung des Scherenmauls (Fig. 1072) miteinander in Fühlung bleiben. w wächst, nach Gl. 121 u. 122, mit dem Quadrat der Blechdicke; es ist daher für große Werkstückdicken das angegebene Verfahren allein nicht ausreichend.

Einige Zahlenbeispiele mögen dies erläutern:

Es sei $\eta = 9^0$, also $\operatorname{tg} \eta$ = rund 0,16; $\sigma = 60$ kg/qmm. Dann gewinnt man bei $\frac{\sigma}{\sigma_d} = 0{,}5$ für:

$\delta =$	5	10	20	30	40 mm
$w =$	750	3000	12 000	27 000	48 000 kg

und bei $\frac{\sigma}{\sigma_d} = 0{,}9$ für:

$\delta =$	5	10	20	30	40 mm
$w =$	1874	7500	30 000	67 500	120 000 kg

Fig. 1072.

Demnach steigt selbst bei dem günstigsten Verhältnis $\frac{\sigma}{\sigma_d}$ der Druck w bei dicken Werkstücken zu bedeutender Höhe; bei dem ungünstigsten Wert $\frac{\sigma}{\sigma_d}$ aber in dem Maße, daß selbst für mäßig dicke Werkstücke eine Entlastung der Scherblätter in der Richtung von w mindestens sehr erwünscht ist. Zu diesem Zwecke läßt man, links vom Scherblatt A, in bezug auf Fig. 1068, einen Druck Q wirken, sei es in Gestalt eines aufgelegten Klotzes, oder durch Federn, oder eines durch Dampf oder Druckwasser aufgedrückten Balkens.

Die Kräfte p und w wandern während des Schneidens von links nach rechts (Fig. 1072). Wenn c die wagerechte Länge der Scherblattüberlappung bei größter Maulweite und b die Länge der Scherblätter bezeichnet, so beträgt der Abstand der Endlagen der Kräfte: $b - \left(c + \frac{\delta}{\operatorname{tg} \eta}\right)$.

Wenn nun, was die Regel bildet, die tätige Kraft in der Mittellinie $m\,m$ des oberen Scherblattes angreift, so erfordert dieses Wandern des Widerstandes eine kräftige Führung des Schlittens, an dem das Scherblatt sitzt,

ja auch dahin gerichtete Abmessungen des Schlittens, um diesen vor Verzerrungen zu schützen.

Fig. 1074 ist ein Querschnitt des Schlittens und der Schlittenführung einer Schere, welche bestimmt ist, bis 15 mm dicke Eisenbleche zu schneiden (Fig. 1073 eine Vorderansicht desselben) nachdem die Deckplatte *f* (Fig. 1074) fortgenommen ist. *a* bezeichnet den Schlitten; er gleitet

Fig. 1073.

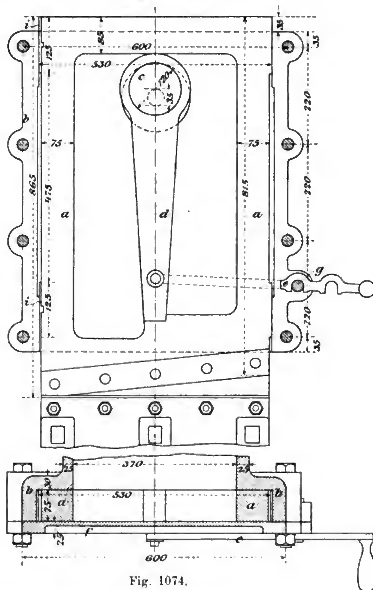


Fig. 1074.

in einer breiten Nut des Maschinengestelles *b*, welche jene Deckplatte *f* abschließt. Behufs Ausgleichens der Abnutzung an den Schmalflächen des Schlittens sind an diesem linksseitig die Platten *i* angebracht, die durch Einlegen dünner Bleche nachgestellt werden können. Der Kurbelzapfen *c* schiebt mittels der Lenkstange *d* den Schlitten *a* nach unten und hebt ihn mittels der Nabe von *d* nach oben. Wird *d* mit Hilfe der Stange *e* nach links geschwenkt, so wird *a* nicht mehr durch die Lenkstange *d* nach unten verschoben, der Antrieb ist ausgerückt.

Wenn bei höchster Lage des oberen Scherblattes ein Werkstück ein-

geschoben und nunmehr der Schlitten *a* mittels der Lenkstange *d* nach unten bewegt wird, so schneidet die Schere links von der Mitte des Rahmens *a* und links von dem Angriffspunkt der Lenkstange *d*, so daß versucht wird, den Schlitten *a* rechts zu drehen. Dem muß die links belegene Führungsfläche unten, die rechts belegene oben entgegentreten (vgl. die gestrichelten Pfeile in Fig. 1075); nachdem der wandernde Widerstand *p* die Mitte des Schlittens durchschritten hat, wird das auf der letzteren wirkende Moment linksdrehend und die Führungen werden entgegengesetzt beansprucht, wie die ausgezogenen Pfeile der Fig. 1075 andeuten. Aber

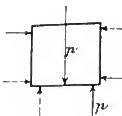


Fig. 1075.

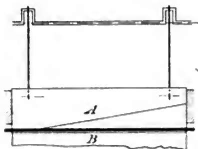


Fig. 1076.

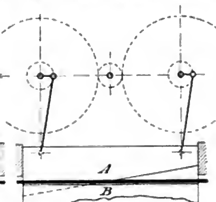


Fig. 1077.

nicht allein die Führungsflächen haben diesen wechselnden Kräften zu widerstehen, sondern auch der rahmenartige Schlitten ist genügend stark zu machen, damit er keine Verzerrung in der Art, wie Fig. 1075 gegenüber dem links drehenden Kräftepaar andeutet, erleidet oder gar bricht. Bei dem rahmenartigen Schlitten *a* (Fig. 1073 u. 1074) widerstehen vier Biegemomente einer solchen Verzerrung, und trotzdem sind sehr kräftige Abmessungen des Rahmens nötig.

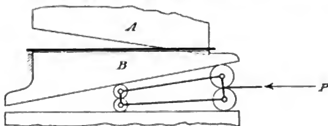


Fig. 1078.

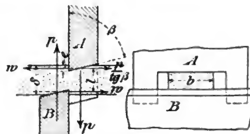


Fig. 1079.

Es steigern sich diese Umstände mit der Scherblattlänge, weshalb man für sehr lange Scherblätter den Schlitten an zwei Stellen betätigt, z. B. (nach Fig. 1076) durch zwei Lenkstangen einer und derselben Welle oder (nach Fig. 1077) durch zwei Kurbelwellen. Man kann auch die Angriffsstellen der tätigen Kraft in derselben Richtung wie die widerstehende Kraft wandern lassen, z. B. so, wie Fig. 1078 darstellt. Es ist hier *B* das bewegte, *A* das ruhende Scherblatt. Ersteres ruht auf zwei Rollenpaaren, welche die tätige Kraft *P* verschiebt, und die infolgedessen das Scherblatt *B* heben.

Für das Quertrennen schmaler Flacheisen verwendet man zuweilen Scherblätter mit gleichlaufenden Kanten und versieht dann das Scherblatt *A*

mit zwei vorspringenden Lappen, die (nach Fig. 1079) hinter das Scherblatt B greifen. Es ist hier der größte Arbeitswiderstand:

$$p = b \cdot \delta \cdot \sigma \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (123)$$

er tritt unmittelbar vor dem Bruch ein.

Das Moment, welches in diesem Zeitpunkte versucht, das Werkstück zu kippen, ist:

$$M = p \cdot 2 \cdot \frac{e}{2} \operatorname{tg} \beta + p \cdot \frac{l}{\operatorname{tg} \beta} = p \left(e \operatorname{tg} \beta + \frac{\delta - e}{\operatorname{tg} \beta} \right) \quad . \; . \quad (124)$$

und nach Einfügung des Wertes für e, sowie der Zahl 4 für $\operatorname{tg} \beta$:

$$M = p \cdot 1{,}094 \cdot \delta \text{ bis } p \cdot 0{,}72 \cdot \delta \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (125)$$

oder, nach Einfügung des Wertes für p aus Gl. 108 und weiterer Abrundung:

$$M = 1{,}1 \cdot b \cdot \sigma \cdot \delta^2 \text{ bis } 0{,}72 \cdot b \cdot \sigma \cdot \delta^2 \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (126)$$

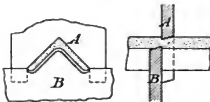


Fig. 1080.

Da, wenn die Kräfte w allein diesem Moment M widerstehen müssen,

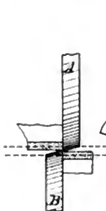
$$M = w\,(\delta - e)$$

zu setzen ist, so entsteht für w:

$$1{,}4 \cdot b \cdot \sigma \cdot \delta \text{ bis } 0{,}82 \cdot b \cdot \sigma \cdot \delta. \quad (127)$$

Die Scheren für Rundeisen, Winkeleisen (Fig. 1080) usw. sind der zuletzt beschriebenen nahe verwandt.

Man schneidet auch I-Eisen mittels eigentlicher Scheren.[1] Der Durchschnitt ist jedoch neuerdings der vorliegenden Aufgabe so zweckmäßig angepaßt, daß für I-Eisen die eigentliche Schere kaum noch in Frage kommt.



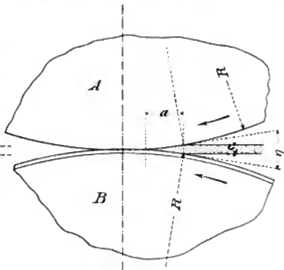


Fig. 1081. Fig. 1082.

Bei den **Kreisscheren** (Fig. 1081 und 1082) legen sich die Ränder zweier kreisförmiger Scherblätter A und B ebenso aneinander, wie die Ränder der gewöhnlichen Scherblätter. Es wirkt in der Halbmesserrichtung der Scherblätter ein Druck, welcher denselben Wert hat wie p in den Gl. 115 und 116 und gleichlaufend zu den Drehachsen der Scherblätter ein

[1]) Z. 1891, S. 125, mit Abb.

Druck, der dem w, Gl. 121 und 122, gleich ist. Soll verhütet werden, daß das Werkstück von den Scherblattkanten zurückgestoßen wird, so darf η (Fig. 1084) höchstens gleich dem Reibungswinkel sein. Bei glatten Scherblatträndern ist dieser Reibungswinkel höchstens zu 14° anzunehmen. Daher gewinnt man als Mindestwert für den Scherblatthalbmesser, wenn die kleine Überlagerung der Scherblätter $\ddot{u}$ heißt:

$$2R - \ddot{u} = 2R \cdot \cos\frac{\eta}{2} + \delta$$

also für $\cos\frac{\eta}{2} = 0{,}993$

$$R = 70\,(\delta + \ddot{u}) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (128)$$

Man findet statt dieses Mindestwertes nicht selten R erheblich größer (bis zu 125 δ) zuweilen aber auch kleiner (bis herab zu 40 δ), letzteres wenn die Scherblattränder künstlich gerauht sind, z. B. durch zahlreiche kleine Querfurchen. Eine derartige Rauhung der Scherblattkanten verunstaltet natürlich die Schnittränder des Bleches.

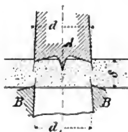


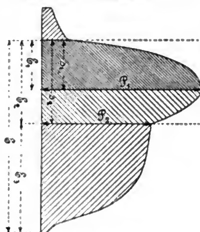
Fig. 1083.

Es sind — nach obigem — die Kreisscheren nur für dünne Bleche geeignet; als oberste vorkommende Grenze kann man 3 mm Blechdicke nennen.

Die Rundschere glaube ich, da sie nur Sonderzwecken dient, durch Anziehen einiger Quellen erledigen zu dürfen.[1])

Der Durchschnitt dient in erster Linie zum Erzeugen von Löchern. Es ist z. B. (nach Fig. 1083) der Rand eines runden Stempels A das eine Scherblatt, und der innere Rand eines Ringes B, des Lochringes, das andere. Bei dem Eindringen dieser Ränder wächst der Widerstand von 0 bis zu seinem höchsten Werte, bei welchem der Bruch erfolgt, hierauf sind nur noch Reibungswiderstände zu überwinden.

Nach K. Kellers Versuchen[2]) verläuft der Widerstand in der Weise, wie Fig. 1084 darstellt; es ist der Stempelweg lotrecht, und es sind die zugehörigen Widerstände wagerecht aufgetragen. Der erste kleine Widerstand gehört dem Eindringen des Körners an, der zweite stark wachsende dem Eindringen um die Größe e. Für die Bemessung der Maschine kommt nur der größte Widerstand in Frage, die dargestellte Veränderlichkeit kann allenfalls für die Berechnung des Schwungrades benutzt werden.


Fig. 1084.

Man bemerkt bei der Arbeit des Durchschnitts, daß die Bruchflächen von der Stempel- und Lochringkante aus die Gestalt von Kegelflächen

[1]) Polytechn. Zentralblatt 1853, S. 73, mit Abb. Mitteilungen des Gewerbevereins für Hannover 1860, S. 313, mit Abb. Herm. Fischer, Allgem. Grundsätze und Mittel des mechanischen Aufbereitens, Leipzig 1888, S. 365, mit Abb. Dingl. polyt. Journ. 1883, Bd. 249, S. 13, S. 438; 1885, Bd. 258, S. 206, mit Abb.

[2]) Z. 1888, S. 77, mit Abb.

haben (Fig. 1083). Ist der Durchmesser d des Stempels gleich der Weite d des Lochringes, so muß die zwischen den beiden Kegelflächen liegende Schicht noch besonders gebrochen werden. Damit läßt sich erklären, daß nach Eintritt des größten Widerstandes p (Fig. 1084) noch beträchtliche Widerstände zu überwinden sind, die teils von dem Brechen jener Schicht, teils von der Reibung der sehr rauh ausfallenden Bruchflächen herrühren.

Nach v. Reiche[1]) fallen die Kegelflächen zusammen, wenn man $d_1 = d + \frac{\delta}{4}$ macht; es entstehen dann glattwandige, kegelförmige Löcher.

Die auftretenden Querkräfte heben sich gegenseitig auf, so daß ein Abdrängen des Stempels von seiner Bahn nicht in Frage kommt. Es können jedoch die auf den Rand des Lochringes wirkenden, nach außen gerichteten und rechtwinklig zur Lochachse liegenden Kräfte ein Zersprengen des Lochringes herbeiführen.

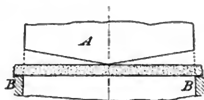


Fig. 1085.

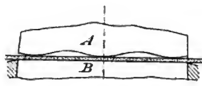


Fig. 1086.

Vergleicht man den größten bei der gewöhnlichen Schere auftretenden Widerstand p (Gl. 115 u. 116) mit dem größten Wert von p bei dem Durchschnitt, so findet man, daß letzterer — bei gleicher Schnittlänge — erheblich größer ausfällt, weil der größte Widerstand auf der ganzen Schnittlänge gleichzeitig eintritt. Das erschwert den Bau der zugehörigen Maschine. Um bei dem Durchschnitt in ähnlicher Weise wie bei der Schere ein allmähliches Schneiden herbeizuführen, aber das — für den Durchschnitt notwendige — gegenseitige Aufheben der Querkräfte beizubehalten, haben Schüchtermann & Cremer dem Stempel A eine gebogene (Fig. 1085) oder eine gewellte (Fig. 1086) Endfläche gegeben.

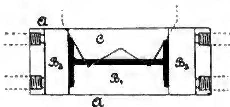


Fig. 1087.



Fig. 1088.

Dieses Verfahren läßt sich nun für das Quertrennen des Formeisens verwenden, indem man einen schmalen, querliegenden Streifen ausschneidet.[2]) Fig. 1087 u. 1088 stellen das Wesen der betreffenden Einrichtung dar. A bezeichnet das Maschinengestell. In ihm sind zwei Scherblätter B_1 angebracht, auf welchen das Werkstück ruht, ferner werden zwei Scherblattpaare B_2 und B_3 von der Seite gegen das Werkstück gedrückt. Der

[1]) Zivilingenieur 1864, S. 235, mit Abb.
[2]) Klostermann, D.R.P. No. 67 167. Z. 1892, S. 1039; 1894, S. 791, mit Abb.

plattenartige Stempel *C* bewegt sich zwischen den festen Scherblattkanten nach unten und schneidet wegen seiner ungeraden unteren Endfläche allmählich einen schmalen Streifen des Werkstücks hinweg, so daß letzteres in zwei Teile zerfällt. Dieses Verfahren hat dem Arbeiten mit einfacher Schere gegenüber den Vorteil, daß die starken Verbiegungen des abgeschnittenen Teils vermieden werden. Die Gestalt der unteren Endfläche des Stempels wird übrigens verschieden gewählt.[1])

Die Berechnung des größten Widerstandes, welchen diese Stempel mit unebenen Bahnen erfahren, kann in ähnlicher Weise durchgeführt werden, wie früher für gewöhnliche Scheren angegeben worden ist.

Die quer gegen die Arbeitsrichtung des Stempels auftretenden Kräfte, also das, was bei den Scheren mit *w* bezeichnet wurde, heben sich, wie bereits erwähnt ist, gegenseitig auf. Sie bringen hierbei aber eine gewisse Streckung des Werkstücks hervor, die in manchen Fällen volle Beachtung fordert. Insbesondere sind diese Querkräfte bei dem Durchschneiden rotwarmen Eisens fühlbar, indem dieses wegen seiner Weichheit in beträchtlichem Grade nachgibt. Man bringt hier wohl besondere Einrichtungen an, welche eine zu große Gestaltsänderung der Werkstücke zu verhüten haben. Als Beispiel möge das Erzeugen der Keillöcher in Kuppelstangen dienen. Es wird das rotwarme Werkstück *K* (Fig. 1089) von zwei Backen *B* umfaßt. Der linksseitige Backen dient gleichzeitig als Lochring, während durch ein gegenüberliegendes Loch des rechtsseitigen Backens der flache Stempel *A* geschoben wird.

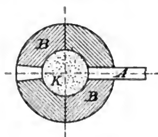


Fig. 1089.

Man findet als Scher- und Schubfestigkeit folgende Werte angegeben:

Stahlbleche, weich		40	kg/qmm
Schmiedeeisen	24	bis 35	„ „
desgl. dunkelrot	8	„ 10	„ „
Kupfer	20	„ 25	„ „
Zinkblech	6	„ 9	„ „
Zinn	1,3	„ 2	„ „
Blei	0,8	„ 1,8	„ „

Diese Werte sind bei sehr geringer Geschwindigkeit des Abscherens gewonnen. Bekanntlich[2]) steigert sich der Widerstand, den man Festigkeit zu nennen pflegt, in erheblichem Grade mit der Geschwindigkeit des Angriffs, weshalb für die Maschinen größere Werte eingesetzt werden müssen, z. B.:

für Stahl	$\sigma = 60$	bis 70	kg/qmm
„ Schmiedeeisen	$\sigma = 40$	„ 60	„ „
„ dunkelrotwarmes Schmiedeeisen	$\sigma = 12$	„ 20	„ „
„ Kupferblech	$\sigma = 25$	„ 40	„ „
„ Zinkblech	$\sigma = 9$	„ 15	„ „
„ Zinn	$\sigma = 2$	„ 3	„ „
„ Blei	$\sigma = 1,5$	„ 2,4	„ „

[1]) Stahl und Eisen, Aug. 1895, S. 767, mit Abb. Dingl. polyt. Journ. 1895, Bd. 298, S. 148 u. 149, mit Abb.

[2]) Vgl. Hugo Fischer, Dingl. polyt. Journ. 1884, Bd. 251, S. 385.

Bei besonders großen Schnittgeschwindigkeiten wird man selbst mit diesen Werten noch nicht auskommen.

Zu den Werkzeugen der Durchschnitte gehören noch die Abstreifer. Der Stempel erfährt in den geschnittenen Löchern auch auf seinem Rückwege eine erhebliche Reibung und ist deshalb geneigt, das Werkstück mitzunehmen. Es ist der Zweck des Abstreichers, solches zu verhindern. Über die hierzu erforderliche Kraft vermag ich keine Angaben zu machen. Die Beschreibung der Abstreicher paßt besser zu der Erörterung der Befestigungsweise der Stempel und Lochringe als hierher und wird deshalb dort angeschlossen werden.

B. Befestigung der Scherblätter, Stempel und Lochringe an den Maschinen und die Abstreifer.

1. Die Scherblätter unterliegen in der Arbeitsrichtung dem Druck p und quer gegen dieselbe dem Druck w.

Nach Gl. 115 u. 121 ist für $\frac{\sigma}{\sigma_d} = 0{,}9$:

$$p = \frac{0{,}225}{\operatorname{tg} \eta} \cdot \sigma \cdot \delta^2 \text{ und } w = 0{,}21 \cdot \frac{\sigma}{\operatorname{tg} \eta} \cdot \delta^2$$

also:

$$\frac{p}{w} = 1{,}1$$

ferner für $\frac{\sigma}{\sigma_d} = 0{,}5$:

$$p = \frac{0{,}125}{\operatorname{tg} \eta} \cdot \sigma \cdot \delta^2 \text{ und } w = 0{,}08 \cdot \frac{\sigma}{\operatorname{tg} \eta} \cdot \delta^2$$

also:

$$\frac{p}{w} = 1{,}5.$$

Es fällt daher die Mittelkraft von p und w in bzw. zwischen die beiden in Fig. 1090 gezeichneten schrägen Linien, d. h. die Scherblätter werden durch sie mit den beiden Flächen, welche an dem Maschinengestell A bzw. an dem Schlitten B liegen, gegen diese gedrückt. Die Scherblätter bedürfen deshalb gegenüber p und w keiner Befestigung. Die gebräuchliche Befestigung durch Schrauben, wie Fig. 1090 sie darstellt, ist also für nebensächliche Beanspruchungen einzurichten. Sie bezweckt vor allem, die Zwischenlagen, welche der Einstellung dienen, festzuhalten. Die in Fig. 1090 eingeschriebenen Maße gelten einer Schere, welche bis zu 10 mm dicke unerwärmte Eisenblechplatten zu durchschneiden hat. C bezeichnet denjenigen Teil des Maschinengestelles, an welchem der Schlitten B gleitet.

Man hat vorgeschlagen, das untere Scherblatt nachgiebig zu stützen, so daß es gegenüber zu großer Inanspruchnahme in der Richtung p ausweichen kann.[1]) Die Erfahrung muß lehren, ob nicht hierdurch die Lage des Scherblattes unsicher wird.

Die Dicke der Scherblätter richtet sich nach der für zulässig erachteten

[1]) D.R.P. No. 115837.

Beanspruchung ihrer rückwirkenden oder Druckfestigkeit; man findet sie etwa $1^1/_2$ mal so groß als die größte Dicke der zu schneidenden Eisenbleche.

An dieser Stelle glaube ich diejenigen Einrichtungen erörtern zu sollen, welche bestimmt sind, mit der Kraft Q (S. 540) dem Kippen dicker Werkstücke entgegen zu treten. Diese Kraft Q soll (nach Fig. 1068) in einiger

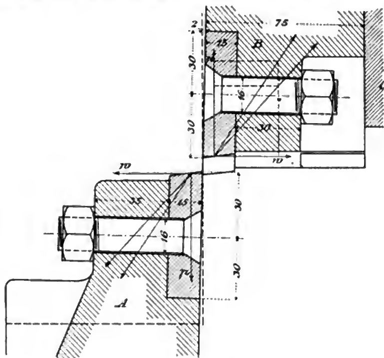


Fig. 1090.

Entfernung vor den Scherblättern angreifen. Man findet zu diesem Zweck in mannigfacher Ausführungsform feste Leisten angebracht, gegen welche sich die Werkstücke stützen, sobald sie zu kippen beginnen. Um das Kippen, welches notwendig ist, um diese Vorrichtungen wirksam zu machen, möglichst zu beschränken, werden die in Rede stehenden Leisten einstellbar gemacht, oder es werden Schrauben angebracht, welche bei gewöhnlicher Lage des Bleches dieses nahezu berühren. Fig. 1091 stellt derartiges dar. *a* bezeichnet einen vor dem oberen Scherblatt angebrachten Balken, auf dem mehrere Muttern *b* verschiebbar stecken, die Schrauben *c* können mittels kleiner Handräder eingestellt werden.

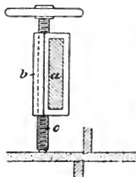


Fig. 1091.

Wirksamer ist offenbar, wenn man jenen Druck Q anwendet, bevor noch das Kippen eintritt. Schultz & Goebel in Wien[1]) lassen zu diesem Zweck einen Balken durch Federn auf das Blech drücken. Bei einer großen Schere der F. W. Bliss Co.[2]) wird (nach Fig. 1092) ein genügend schwerer Balken auf das Werkstück gelegt. Dieser Balken ist in lotrechten Führungen vor dem oberen Scherblatt auf und nieder zu bewegen. Er hängt an zwei Stangen, die durch zwei Hebel,

[1]) Engineering, Juli 1887, S. 12, mit Schaubild. Z. 1888, S. 967.
[2]) The Iron Age, 11. Juni 1891, S. 1115, mit Schaubild.

deren Welle und einen dritten Hebel, in welchem eine Rolle gelagert ist, von der im Vordergrunde links sichtbaren Kammscheibe betätigt werden. Bevor noch das obere Scherblatt mit dem Werkstück in Berührung tritt,

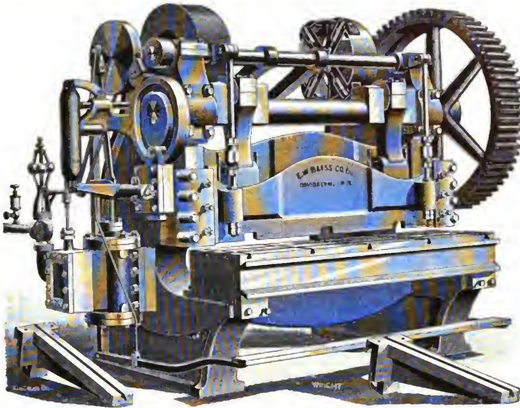


Fig. 1092.

ist der Balken auf letzteres gelegt, sobald der Schnitt vollzogen ist, wird der Balken rasch gehoben. Es können sich die unteren Teile der Tragstangen in den unteren Augen des Balkens in einigem Grade lotrecht verschieben, so daß der nötige Spielraum gewährt wird.

L. W. Breuer, Schumacher & Co. benutzen bei Wasserdruckscheren den Wasserdruck auch zum Niederhalten des Werkstücks (nach Fig. 1093). Die Nonne *C* ist bestimmt, den Scherblattschlitten *A* nach unten zu bewegen. An letzterem sitzt ein Stiefel *B*, der durch eine Röhre mit dem Hohlraum der Nonne verbunden ist, so daß, wenn in diesen Druckwasser tritt, solches auch über den in *B* verschiebbaren Kolben gelangt und dadurch die Rolle *r* gegen das Werkstück drückt. Sobald *A* zurückgezogen wird, hebt sich auch die Rolle *r*.

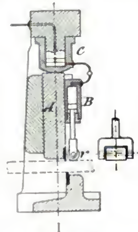


Fig. 1093.

2. Die Scherblätter der Kreisscheren sind, solange sie geringen Durchmesser haben, stählerne Scheiben, die auf den zugehörigen Wellen befestigt werden. Bei großen Durchmessern gestaltet man die Scherblätter als Ringe und schraubt sie an den Rand der Scheiben. Der Druck, welcher *w* (S. 539) entgegen zu wirken

hat, wird auf eine der Wellen durch Spurzapfen und Feder oder Gewicht ausgeübt, während die andere Welle durch einen Bund, nach Umständen einen Spurzapfen, am Ausweichen gehindert wird.

3. Die Lochstempel werden nur in ihrer Achsenrichtung beansprucht. Der ihnen begegnende größte Widerstand ist das Produkt aus dem Lochumfang, der Blechdicke δ und der Scherfestigkeit σ. Nennt man die Inanspruchnahme des Stempels für 1 qmm seines Querschnittes k, so erhält man für kreisrunde Löcher die Gleichung:

$$d \cdot \pi \cdot \sigma \cdot \delta = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} k$$

oder, bei $\sigma = 40$ kg:

$$k = 160 \cdot \frac{\delta}{d}.$$

Daraus folgt zur Genüge, daß selbst bei Verwendung besten Stahls für den Stempel und tadelloser Härtung desselben die Lochweite mindestens so groß sein muß wie die Blechdicke. Man findet denn auch, daß regelmäßig die Lochweite nennenswert größer ist als die Blechdicke. Es ist jedoch zu bemerken, daß hin und wieder angegeben wird, man habe kleinere Löcher mittels des Durchschnitts erzeugt. Ist das richtig, so muß man annehmen, daß der Vorgang des Durchschneidens bei solchem Verhältnis $\frac{\delta}{d}$ ein etwas anderer ist als gewöhnlich, vielleicht, indem die Nachgiebigkeit auf Grund der Bildsamkeit eine größere Rolle spielt.

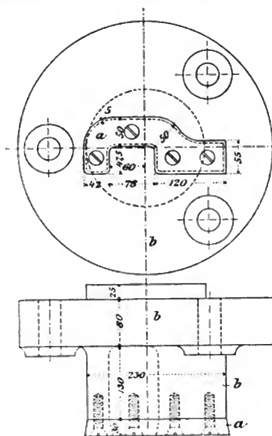


Fig. 1094.

Wegen der Schwierigkeit des Härtens großer Stahlkörper wird bei großen Abmessungen die Schneidkante des Stempels für sich angefertigt und an dem sonstigen Stempel befestigt. Das gilt insbesondere für unregelmäßig gestaltete Lochquerschnitte. Fig. 1094 stellt ein hierher gehöriges Beispiel in einer Unter- und einer Seitenansicht dar.[1]) *a* bezeichnet den die Schneidkante enthaltenden gehärteten Stahlteil, *b* einen Körper, welcher die Verbindung mit dem Schlitten der Maschine vermittelt. Fig. 1095 ist das Bild des zugehörigen hier plattenförmigen Lochringes in zwei Ansichten.

Auf den Lochring des Durchschnitts wirkt in der Arbeitsrichtung derselbe Druck wie auf den Stempel; quer gegen diese Richtung wird man

[1]) Revue générale des chemins de fer, Mai 1897, mit Abb.

Kräfte annehmen müssen, welche zu ersteren sich verhalten wie $p:w$ bei den Blechscheren.

Für gewöhnlich besteht der Lochring aus einem stählernen, gehärteten, kreisrunden Ring, den man in einen geeigneten Untersatz, wohl Tasse genannt, preßt. Nur bei sehr großen Durchmessern wird der kreisrunde Lochring aus Teilen zusammengesetzt. Es werden auch — namentlich für

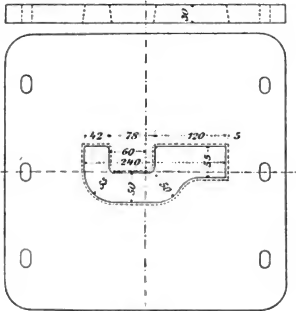


Fig. 1095.

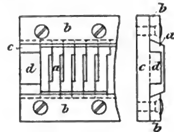


Fig. 1096.

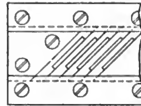


Fig. 1097.

unrunde oder zusammengesetzte Löcher — die betreffenden Öffnungen in Stahlplatten ausgebildet, wofür Fig. 1095 ein Beispiel zeigt.

Wenn mehrere runde Löcher gleichzeitig geschnitten werden sollen, so dienen häufig die Bohrungen einer Stahlplatte als Lochringe, während für rechteckige Löcher, wenigstens dann, wenn sie schmal sind, vorgezogen wird, die Lochringe oder Matrizen aus Stäbchen zusammenzusetzen. Nach Fig. 1096 sind die Stäbchen *a* an ihren Endflächen abgeschrägt und werden mittels der Leisten *b* auf der Platte *c* festgehalten; den seitlichen Druck nehmen die an *c* festen Hervorragungen *d* auf. Fig. 1097 zeigt eine der vorigen verwandte Befestigungsweise. Man befestigt die Stäbchen auf der Platte auch wohl durch Vergießen mit leicht schmelzbarem Metall.

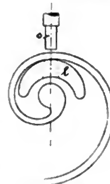


Fig. 1098.

Besondere Gestalten der Werkstücke erfordern unter Umständen eigenartige Lochringe. Fig. 1098 ist ein dahingehöriges Beispiel.[1]) Es handelt sich um das Lochen gebogener Flacheisen. Der Lochring *l* hat sattelartige Gestalt und ist seitwärts am Maschinengestell befestigt. *s* bezeichnet den Stempel.

Fig. 1099 stellt die gebräuchliche Befestigungsweise des Stempels *D* und des Lochringes *E* im Schnitt dar. Nach der linken Seite der Figur steckt der Stempel *D* mit seinem schlank verjüngten Zapfen im Schlitten *B*,

[1]) Z. 1892, S. 1039, mit Abb.

wird durch eine versenkte Druckschraube dort festgehalten und legt sich mit der Fläche eines Bundes gegen die untere Fläche des Schlittens *B*. Man stößt — nach Lösen der Druckschraube — den Stempel aus, indem man über ihm durch ein Loch im Schlitten *B* einen Keil eintreibt. Rechts von der Stempelmitte ist eine im übrigen gleiche Befestigung angegeben, es findet aber das Ausziehen des Stempels durch eine Mutter statt, welche das am Bunde des Stempels geschnittene Gewinde umgreift. *G* bezeichnet den am Maschinengestell *C* festen Abstreifer.

Der gehärtete stählerne Lochring *E* ist in den Untersatz *F* gepreßt und stützt sich unter dessen Vermittlung auf den mit *A* bezeichneten Teil des Maschinengestelles. *F* wird hier festgehalten durch Hakenschrauben *a* (links) oder durch Druckschrauben *b* (rechts), deren Muttergewinde in Köpfen

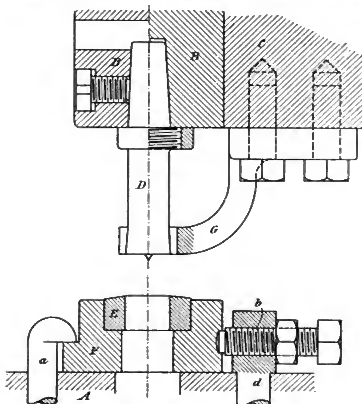


Fig. 1099.

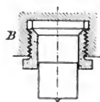


Fig. 1100.

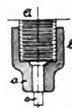


Fig. 1101.

der Bolzen *d* sich befindet. Die erstere Befestigungsweise begünstigt das Auswechseln, indem nach Lockern der zu *a* gehörigen Mutter der Haken zur Seite gedreht werden kann; die letztere ist vorteilhafter für das genaue Ausrichten des Lochringes.

Eine einfachere Befestigungsweise des Stempels, als die in Fig. 1099 dargestellte es ist, zeigt die Fig. 1101.[1]) Es ist der Stempel mit einem Kopf versehen, welcher sich gegen die ebene Sohle des in den Schlitten *B* gebohrten Loches legt, während eine hohle Mutter gegen die untere kegelförmige Fläche des Kopfes drückt, den Stempel ausrichtet und festhält. Mit der Mutter nimmt man gleichzeitig den Stempel aus der Vertiefung des Stempels.

[1]) The American Engineer and Railroad journal, März 1895, S. 144, mit Abb.

Hiermit ist die durch Fig. 1101 versinnlichte Befestigungsweise[1]) nahe verwandt. Ein am Schlitten *A* hervorragender Zapfen ist außen mit Gewinde versehen. Der Stempel *s* legt sich mit seinem Kopf gegen die ebene Endfläche des Zapfens und wird durch die Kappe *b* festgehalten, die ihn gleichzeitig ausrichtet.

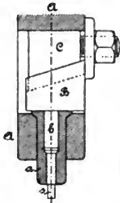


Fig. 1102.

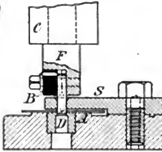


Fig. 1103.

Es leidet die durch Fig. 1099 dargestellte Stempelbefestigung an dem Übelstande, daß man den Lochring wegnehmen muß, wenn der Stempel ausgewechselt werden soll. Die beiden anderen soeben angegebenen Befestigungsweisen sind in dieser Beziehung günstiger. Rich. Wagner verwendet folgende Anordnung.[2]) In dem Schlitten *A* (Fig. 1102) steckt Futter *a*, welches je nach der Stempeldicke verschieden weit gebohrt ist, so daß der Stempel *s* genau paßt. Letzterer ist mit einem nur kleinen Kopf versehen, gegen welchen sich zunächst der Bolzen *b* legt, und dieser wird durch ein Keilpaar *BC* niedergedrückt. *C* enthält eine schwalbenschwanzförmige Leiste, welche in eine Nut gleichen Querschnitts des Keiles *B* greift, so daß *B* und *C* zusammenhängen. Man zieht *C* durch eine Mutter an. Löst man diese, so läßt sich das Keilpaar aus dem Schlitten nehmen, und dann ist der Stempel *s* leicht auszuwechseln.

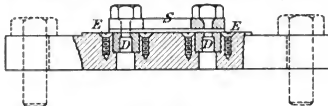


Fig. 1104.

Eine eigenartige Stempelbefestigung zeigt Fig. 1103.[3]) Am Schlitten *C* sitzt der Werkzeughalter *F*, welcher dem walzenförmigen Stempel ein halbrundes Lager bietet; ein Deckel *B* mit halbrunder Nut wird mittels Schrauben gegen den Stempel gedrückt, und ein in diesem Deckel sitzender Stift greift in eine halsförmige Ausdrehung des Stempels. Es enthält der Werkzeughalter zwei solcher Stempel, so daß gleichzeitig zwei Löcher geschnitten werden. Die Stempel werden in dem festen Abstreifer *S* (Fig. 1103 bis 1105) noch geführt, weshalb der Abstreifer mittels einer Leiste in die Lochringplatte *A* greift und weiter durch den Ausrichtstift *P* seine richtige Lage angewiesen erhält. Die Lochringe *D* stecken in der Platte *A* und

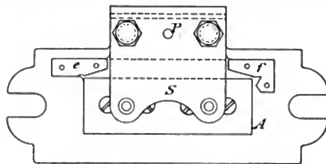


Fig. 1105.

[1]) Z. 1892, S. 1039, mit Abb.
[2]) Vorige Quelle.
[3]) American Machinist, 10. Febr. 1898, mit Abb.

werden hier durch Schrauben *E* (Fig. 1104) festgehalten. Die auf *A* befestigten Plättchen *e* und *f* (Fig. 1105) dienen als Anschläge für die Werkstücke.

Zahlreiche Stempel befestigt man wohl nach Fig. 1106.[1]) Es stecken die sämtlichen Stempel in einer gemeinsamen Platte *A*, und zwar in deren Löchern genau passend; sie werden mit Hilfe dieser Platte am Schlitten *B* festgeschraubt.

Um das Werkstück gegenüber dem Stempel bequemer in die richtige Lage bringen zu können, hat man den Stempel in seinem Schlitten verschiebbar gemacht. Man kann vermöge dieser Einrichtung den Stempel mit dem Blech in Fühlung bringen, während der Schlitten noch in höherer Lage sich befindet.[2])

Fig. 1107 und 1108 zeigen die Befestigung des Lochringuntersatzes *a* mittels in Aufspannuten steckender Schrauben. Da die Aufspannuten an der Vorderseite der Maschine offen sind, so läßt sich der Untersatz nebst Lochring leicht fortnehmen, nachdem die Muttern der Befestigungsschrauben

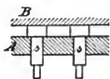


Fig. 1106.

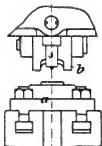


Fig. 1107.

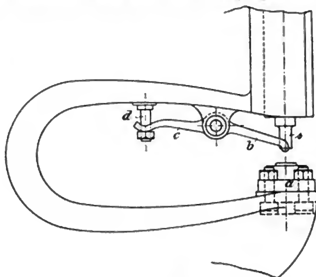


Fig. 1108.

gelockert sind. Das Ausrichten des Lochringes erfolgt durch Verschieben des Untersatzes mittels der Hand.

3. **Abstreifer.** Fig. 1099 zeigt einen am Maschinengestell *C* festgeschraubten Abstreifer *G*. Dieser umfaßt den Stempel mit einer hufeisenförmigen Ausbuchtung, so daß man den Stempel auswechseln kann, ohne den Abstreifer abnehmen zu müssen. Die untere Fläche des Abstreifers, welche das Werkstück zurückzuhalten hat, muß weiter von dem Lochring entfernt sein, als die größte Blechdicke beträgt, damit man das Blech bequem vorlegen kann. Für mittlere und kleine Blechdicken erwächst hieraus der Nachteil, daß die Werkstücke in einigem Grade emporgehoben werden, bevor das Abstreifen beginnt. Es ist das gleichbedeutend mit beträchtlichem Zeitverlust. Bei Durchschnitten, welche nur für dünne Bleche bestimmt, also solchen angepaßt sind (vgl. Fig. 1103 bis 1105), spielt dieser Zeitverlust allerdings keine Rolle. Anders ist es für Durchschnitte, welche zeitweise dicke Bleche zu bearbeiten haben, namentlich, wenn der

[1]) The Engineer 1888, Bd. 65, S. 522, mit Abb.
[2]) D.R.P. No. 148288.

Arbeiter einiger Zeit bedarf, um das Werkstück für den neuen Schnitt bereit zu legen. Man zieht daher in solchen Fällen vor, den Abstreifer einstellbar zu machen, z. B. nach Fig. 1107 und 1108. Hier umgreift der Abstreiferarm *b* den Stempel *s* ebenso mit zwei Schenkeln seines hufeisenförmigen Endes wie in Fig. 1099 angegeben ist. *b* bildet aber mit *c* einen doppelarmigen Hebel, der um einen am Maschinengestell festen Bolzen drehbar und mittels der Schraube *d* einstellbar ist, so daß man den Abstand der abstreifend wirkenden Schenkel von dem Lochring je nach Bedarf wählen kann.

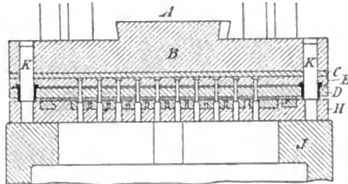


Fig. 1109.

Neuerdings hat man für Durchschnitte, welche gleichzeitig viele Löcher zu schneiden haben, den Abstreifer beweglich gemacht und ihn so betätigt, daß er sich mit einigem Druck auf das Blech niedersenkt, bevor die Stempel zum Angriff kommen, und in dieser Lage bleibt, bis die Stempel vom Werkstück frei geworden sind.[1]) Wählt man den Druck, mit welchem der Abstreifer auf dem Werkstück ruht, genügend groß und macht seine Druckfläche, sowie die Fläche, welche die Lochringe umgeben, eben, so ist es möglich, den Verzerrungen wirksam entgegenzutreten, welche namentlich dann entstehen, wenn die Löcher nicht kreisrund sind oder bei kreisrunden Löchern die Blechdicke der Lochweite nahezu gleicht. Fig. 1109 u. 1110 stellen nach der angezogenen Quelle eine derartige Anordnung dar. An dem Schlitten *A* ist zunächst ein Block *B* befestigt und an diesem eine Platte E, welche ähnlich wie in Fig. 1106 dargestellt, die Stempel enthält.

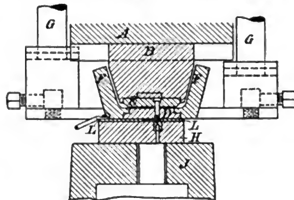


Fig. 1110.

Die Köpfe der Stempel legen sich gegen die harte Stahlplatte *C*. Zwei Platten *F* (Fig. 1110), welche an den kräftigen Stangen *G* sitzen, enthalten den Abstreifer *D*. Die Lochringe stecken in der Platte *H* und stützen sich durch diese auf das Maschinengestell *J*. *L* bezeichnet eine dünne Platte, mittels welcher das Werkstück unter die Stempel geschoben und zurückgezogen wird. Die Stifte *K* dienen zur gegensätzlichen Führung der aufgezählten Teile. Die Arbeit verläuft wie folgt: nachdem das Werkstück eingeführt ist, senkt sich der Abstreifer *D* vermöge Einwirkung eines auf der Antriebswelle sitzenden Daumens oder Kammes; der durch eine Kurbel derselben Welle betätigte Schlitten *A* senkt sich nunmehr, die Stempel verrichten ihre

[1]) American Machinist, 11. März 1897, mit Abb.

Arbeit und steigen dann wieder empor, während der Abstreifer seine bisherige Lage beibehält; sind die Stempel von dem Werkstück frei, so wird der Abstreifer rasch gehoben, um für das Auswechseln des Werkstücks möglichst viel Zeit verfügbar zu machen.

Behufs Ausschneidens mehr oder weniger ringförmiger Gestalten kann man zwei Bearbeitungen aufeinander folgen lassen: z. B. zuerst den äußeren Umfang ausschneiden und dann, mittels besonderer Stempel, das Innere. Hierfür genügen die bisher beschriebenen Einrichtungen. Sollen jedoch beide Schnitte zu gleicher Zeit ausgeführt werden, so sind besondere Abstreifer notwendig, z. B. solche nach Fig. 1111.[1]) *a* und *b* sind zwei ringförmige Scherblätter, welche am Schlitten, und *c* und *d* zwei desgleichen, die am Maschinengestell befestigt sind; sie vertreten Stempel und Lochring. Die auszuschneidenden Blechringe sind für Dynamomaschinen bestimmt, weshalb an *b* seitlich eingesetzte vierkantige Stempel *i* vorgesehen sind, welche die Keilnuten auszuschneiden haben. Die ausgeschnittene runde Scheibe fällt durch *d* nach unten, bzw. wird durch demnächst ausgeschnittene Scheiben ruckweise weiter nach unten geschoben, bis sie frei hinweg fällt. Der zu gewinnende Ring dringt zwischen *a* und *b* ein und muß deshalb demnächst herausgeschoben werden. Hierzu dient der ringförmige Abstreifer *e*, den besonders betätigte Stangen *h* rechtzeitig nach unten schieben; die Schrauben *k* haben den Zweck, den Ring *e* am Herausfallen zu hindern. Das an der Außenseite von *c* nach unten geschobene Blech wird durch den Abstreifer *g*, den Stifte *l* betätigen, gehoben.

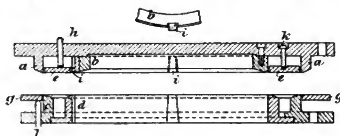


Fig. 1111.

II. Bewegung der Werkzeuge.

Es ist der Weg, welchen Lochstempel oder Scherblatt zurückzulegen hat, ein kleiner, der längs dieses Weges zu überwindende Widerstand aber sehr groß. Dem gegenüber hat die verfügbare Betriebskraft regelmäßig eine ziemlich, zuweilen (z. B. bei elektrischem Antrieb) eine recht große Geschwindigkeit. Sonach werden fast immer sehr starke Geschwindigkeitsverminderungen nötig.

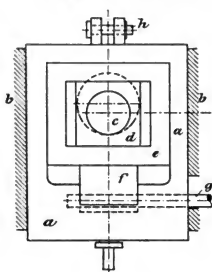
Anscheinend eignet sich hierfür Schraube und Mutter, zumal diese gleichzeitig diese Drehbewegung in die erforderliche geradlinige umsetzen. Es wird jedoch für den vorliegenden Zweck von dem Schraubenbetrieb fast gar kein Gebrauch gemacht, wohl wegen des Umstandes, daß die Schraube zeitweise rechts-, zeitweise linksherum gedreht werden muß.

Man findet — namentlich bei englischen Maschinen — nicht selten einen doppelarmigen Hebel zur Übersetzung der Drehbewegung in die hin- und hergehende verwendet; das eine Ende dieses Hebels wirkt auf den

[1]) American Machinist, 3. Dez. 1896, mit Abb.

Schlitten, während das andere Ende durch einen Daumen oder eine Kurbel betätigt wird. Der unrunde Daumen gewährt die Möglichkeit, für das eigentliche Schneiden weniger, für das Zurückziehen noch weniger Zeit als bei Kurbelantrieb zu gebrauchen, ohne Beeinträchtigung der für das Vorlegen bzw. Weiterschieben des Bleches erforderlichen Zeit. Es soll hierdurch nennenswert an Zeit gespart werden können.

Am gebräuchlichsten ist die Übersetzung durch die Kurbel. Sie wirkt entweder unter Vermittlung einer sogenannten Schleife (Fig. 1112) oder betätigt den Schlitten mittels Lenkstange (Fig. 1073, 1076, 1077, 1113).



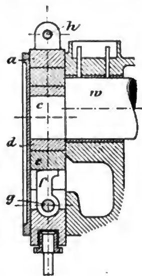


Fig. 1112.

Fig. 1113.

Der Druckwasserbetrieb ermöglicht sehr starke Geschwindigkeitsminderung oder Kraftvermehrung durch verhältnismäßig einfache Mittel. Er ist jedoch dem wechselnden Widerstande schwer anzupassen, so daß meistens mit erheblichem Kraftüberfluß gearbeitet werden muß. Dieser Umstand wird bei den Schmiedemaschinen ausführlich erörtert werden.

Von besonderer Wichtigkeit sind:

Die Ausrückvorrichtungen.

Nach jedem Schnitt ist das Werkstück in eine neue Lage zu bringen oder durch ein anderes zu ersetzen. Hierzu gehört Zeit. Diese kann dadurch gewonnen werden, daß man dem Werkzeug eine geringe Geschwindigkeit gibt, auch dem Stempel einen erheblich größeren Weg zurücklegen läßt, als eigentlich nötig ist. Die mittlere Geschwindigkeit der Werkzeuge beträgt aus diesem Grunde selbst bei größeren Maschinen oft nur 10 mm in der Sekunde.

Für Scheren ist das Fortrücken des Werkstücks nach jedem Schnitt rasch auszuführen, da es in gerader Linie stattfindet; und wenn ein neues Werkstück vorgelegt werden soll, so kann inzwischen das bewegliche Scherblatt einige nutzlose, aber auch unschädliche Spiele machen, bis das Werkstück in die richtige, zum geradlinigen Vorschieben geeignete Lage gebracht ist.

Anders verhält es sich mit dem Durchschnitt, indem die Stelle, an welcher das Loch erzeugt werden soll, genau unter den Stempel gelegt

werden muß. Für manche Zwecke eignet sich selbsttätige Verschiebung des Werkstücks, nachdem ein Loch erzeugt oder eine Gruppe von Löchern geschnitten ist. Es ist das Blech auf einem Tisch befestigt, der durch Schaltwerke fortgerückt wird. In diesem Falle ist mit Sicherheit darauf zu rechnen, daß das Blech seine neue Lage erhält, bevor der neue Angriff seitens der Werkzeuge stattfindet. Bei den Durchschnitten dagegen, welche nach einer Vorzeichnung zu arbeiten haben, so daß es Aufgabe des Arbeiters ist, hiernach das Blech in die richtige Lage zu bringen, bedarf man zuweilen mehr Zeit als gewöhnlich, und es ist nötig, nach Bedarf den Angriff des Stempels verzögern zu können.

Wenn Gleiches für Scheren nicht unbedingt erforderlich ist, so erleichtert es doch auch hier die Benutzung und gestattet eine größere durchschnittliche Geschwindigkeit. Man findet daher in der Regel auch für Scheren die in Rede stehenden Einrichtungen im Gebrauch.

Es sind von diesen anzuführen:

a) Nachdem ein Schnitt vollzogen und das Werkzeug zurückgezogen ist, wird der Antrieb des letzteren selbsttätig ausgelöst; der Arbeiter rückt für den folgenden Schnitt den Betrieb wieder ein, sobald er dem Werkstück die richtige Lage gegeben hat. Zu diesem Zweck wird entweder die Verbindung zwischen Kurbel und Werkzeug, oder zwischen Kurbel bzw. Daumenwelle und ihrem Antriebsrade aufgehoben.

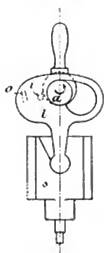


Fig. 1114.

Fig. 1114 zeigt eine Einrichtung für ersteres Verfahren.[1]) Die Kurbel *a*, welche den Schlitten *s* zu betätigen hat, dreht sich links herum. Es befindet sich der Schlitten zur Zeit in seiner tiefsten Lage, der Schnitt ist vollzogen, und der Kurbelzapfen hat die Aufgabe, mit Hilfe der Lenkstange *l* den Schlitten *s* zurückzuziehen. Er wälzt sich zu diesem Zweck an der oberen Innenfläche der in *l* befindlichen Öffnung, wodurch *l* nach links geschwenkt wird und dann der Kurbelzapfen in dem erweiterten Teil der genannten Öffnung sich drehen kann, ohne den Schlitten *s* nach unten zu drücken. Um zu verhüten, daß der Schlitten durch sein eigenes Gewicht nach unten sinkt und dadurch das Vorlegen des Werkstücks für einen neuen Schnitt erschwert, kann man an *l* eine Nase *i* anbringen, welche über die am Maschinengestell feste Nase *O* greift. Nachdem das Werkstück auf dem Lochring seine richtige Lage erhalten hat, schwenkt man *l* mit Hilfe ihres Handgriffs nach rechts und stellt hierdurch die Kupplung zwischen Kurbelzapfen und Lenkstange wieder her.

Das Ausrücken des auf der Kurbel- oder Daumenwelle sitzenden Antriebsrades vermittelt eine Klauen- oder eine Stiftkupplung. Es ist z. B. auf dem verschiebbaren Teil der Klauenkupplung ein Kamm angebracht, gegen den sich eine Rolle oder ein Stift legt, so daß im bestimmten Augenblicke die Lösung erfolgt. Bei der Stiftkupplung nach Fig. 416 u. 417, S. 192 sitzt an dem Stift *c* ein nach außen ragender Arm, der gegen eine am Maschinengestell angebrachte Nase stößt, so daß *c* die in Fig. 416 angegebene Lage annimmt. Wegen der geringen Drehgeschwindigkeit der hier

[1]) Schlüter, D.R.P. No. 25923.

in Frage kommenden Welle kommt letztere sofort nach dem Ausrücken der Kupplung zur Ruhe. Das Wiedereinrücken erfolgt mittels der Hand.

b) Es werden die soeben erörterten Kupplungen auch in dem Sinne verwendet, daß man sie nur ausnahmsweise löst, dann nämlich, wenn eine größere Zeit als gewöhnlich für das Vorlegen des Werkstücks nötig ist. Auch zu diesem Zweck wird entweder die Verbindung zwischen Kurbel und Werkzeug unterbrochen, oder eine dem Triebwerk eingeschaltete Kupplung gelöst. In letzterem Falle sucht man die Kupplung auf der raschest kreisenden Welle anzubringen, teils um sie mit wenig Kraftaufwand betätigen zu können, teils um eine Reibkupplung möglich zu machen. Jedenfalls ist die Kupplung zwischen die Kurbel und das Schwungrad einzuschalten; sie wird durch eine Handhabe oder einen Tretschemel betätigt, welche für den Arbeiter möglichst bequem liegen müssen.

Rückt man den Betrieb mit Hilfe einer derartigen Kupplung aus, so muß eine Vorrichtung angebracht sein, welche gestattet, die Kurbelwelle mittels der Hand zu drehen. Sie besteht gewöhnlich in einem auf der Kurbelwelle befestigten Stern, in dessen Löcher ein längerer Hebel gesteckt wird.

Die Ausrückvorrichtung an einer der Antriebswellen erlaubt die Verbindung zwischen Kurbelzapfen und Schlitten sehr einfach zu machen, z. B. so wie Fig. 1113 angibt. Es bezeichnet *a* die Kurbelwarze, *l* die Lenkstange und *s* den Schlitten. Den Druck nach unten (den Arbeitsdruck) überträgt die Lenkstange *l* durch ihre mit kleinem Krümmungshalbmesser ausgeführte untere Rundung auf den Schlitten *s*; man bringt an der Stelle, wo sich diese Rundung befindet, im Schlitten wohl ein auswechselbares Lagerstück an. Der Druck nach oben, welcher nur den Schlitten zu heben hat, wird durch eine flachgekrümmte Fläche auf den Schlitten übertragen.

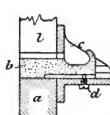
c) Das Lösen der Verbindung zwischen Kurbelzapfen und Schlitten ist namentlich dann beliebt, wenn von einer gemeinsamen Kurbelwelle mehrere Schlitten betätigt werden, einer mit gewöhnlichem Scherblatt, ein zweiter mit Lochstempel, ein dritter mit Winkeleisenscherblatt usw. Man verwendet es aber auch für Maschinen mit nur einem Schlitten.

Fig. 1073 u. 1074, S. 541, stellen ein hierher gehöriges Beispiel dar. *c* bezeichnet die Kurbelwarze, *d* die Lenkstange, *a* den Schlitten, der an seinem unteren Rande das Scherblatt trägt. In der Lage, welche die Lenkstange in Fig. 1073 einnimmt, bewegt sie den Schlitten *a* nach unten und nach oben. Mit *d* ist eine Stange *e* verbolzt, welche vermöge einer Handhabe gestattet, die Lenkstange von der Schulter des Schlittens, gegen welche sie den nach unten gerichteten Druck ausübt, abzuschieben, also diese Betätigung des Schlittens aufzuheben. Damit die Lenktange *d* ihre Lage nicht eigenmächtig ändert, sind in *e* zwei Einklinkungen angebracht, von denen die eine oder die andere über den am Maschinengestell festen Bolzen *g* geschoben wird. Es kann nun der Schlitten, der Kurbelbewegung folgend, vermöge seines eigenen Gewichts nach unten sinken. Um die hiermit verbundenen Störungen zu vermeiden, versieht man den Schlitten *a* mit einem Gegengewicht und einem Anschlag. Der Zweck des ersteren ist ohne weiteres zu erkennen; der Anschlag soll verhüten, daß der Schlitten unter dem Einfluß des Gegengewichts zu hoch steigt.

Fig. 1112 zeigt ein zweites Beispiel. *w* bezeichnet die Kurbelwelle, *c* ihre Warze. Auf dieser steckt der Stein *d*, welcher in der rechteckigen

Öffnung des Rahmens *e*, der Schleife, spielt. *e* drückt mit seiner oberen Fläche gegen das obere Querstück des Rahmens *a* und mit seiner unteren Fläche gegen die Stütze *f*, welche den nach unten gerichteten Druck auf den Rahmen *a* überträgt. *f* sitzt nun fest auf einer Welle *g*, welche durch die Führung *b* nach außen ragt und dort mit einem Handhebel versehen ist. Mit Hilfe des letzteren kann man *g* so drehen, daß *f* den Rahmen *e* nicht mehr stützt. Es ragt *f* dann in eine Öffnung des Maschinengestells, kann hier sich auf eine Leiste legen und dadurch das eigenmächtige Niedersinken des Schlittens oder Rahmens *a* verhindern. Man zieht aber oft vor, auch bei dieser Ausrückvorrichtung das Schlittengewicht durch ein Gegengewicht ausgleichen zu lassen; der Bolzen *h* ist für den Anschluß des Gegengewichts bestimmt.

Beliebt ist die durch Fig. 1115 dargestellte Einrichtung. Hier wird



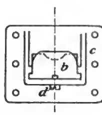


Fig. 1115.

Fig. 1116.

der von der Lenkstange *l* ausgeübte Druck durch das Klötzchen *b* auf den Schlitten übertragen. An dem Schlitten *a* ist ein Häuschen *c* befestigt, welches *b* eine solche Führung bietet, daß man dieses Klötzchen hervorziehen kann; ein an *b* ausgebildeter Lappen erleichtert das Anfassen und ein Schräubchen *d*, dessen Spitze in eine Nut von *b* greift, hindert zu weites Hervorziehen des Klötzchens. Der Schlitten *a* ist mit einem Gegengewicht versehen. Wenn unbequem ist, das Klötzchen *b* unmittelbar durch die Hand zu verschieben, so bringt man eine Querwelle mit Hebeln an, von denen der eine an *b* greift, während der andere seitlich von der Maschine belegene mittels der Hand betätigt wird.

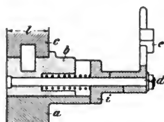


Fig. 1117.

Wenn — nach Fig. 1076 u. 1077, S. 542 — zwei Lenkstangen gemeinsam auf den Schlitten wirken, so müssen die beiden zugehörigen Klötzchen gleichzeitig zurückgezogen und ebenso gleichzeitig eingeschoben werden. Das erreicht man mit Hilfe der vorhin angegebenen Querwelle, indem sie beiden Klötzchen angeschlossen wird. Bequem ist auch die durch Fig. 1116 dargestellte Ausführungsform. Hier ist jedes Klötzchen *b* mit einer Zahnstange *z* versehen, in welche ein auf der Querwelle *e* festsitzendes Zahnrädchen greift.

Fischer & Co.[1]) vermindern die erforderliche Verschiebbarkeit des Klötzchens *b* (Fig. 1117) dadurch auf $^1/_3\,l$, daß sie dieses wie das untere Ende der Lenkstange *c* mit einer Ausklinkung versehen. In *b* steckt eine Stange, die durch die feste Platte *i* geführt und mit dem belasteten Handhebel *e* verbunden ist. Die Nabenenden von *i* und *e* sind schraubenförmig

[1]) Z. 1903, S. 743, mit Abb.

gestaltet, so daß eine bestimmte Schwenkung von *e* genügt, um *b* im Betrage von *l*/3 zu verschieben. Schwenkt man *e* rückwärts, so zieht eine Feder das Klötzchen *b* in die gezeichnete Lage zurück, sobald die Höhenlage von *c* solches gestattet; man braucht mit dem Zurückschwenken von *e* also nicht bis zu diesem Zeitpunkt zu warten. *e* lehnt sich in seinen beiden Lagen gegen feste Anschläge des Schlittens *a* und sein Gewicht hindert eigenmächtiges Ändern dieser Lage.

Sämtliche bisher beschriebenen, die Verbindung zwischen Kurbel und Schlitten unterbrechenden Ausrückvorrichtungen leiden an dem Fehler, daß sie nicht mehr zu betätigen sind, nachdem die Werkzeuge angegriffen haben, indem die dann auftretenden Reibungswiderstände durch die Hand des Arbeiters nicht überwunden werden können.

Eine von Wedding in Berlin ausgeführte Vorrichtung[1]) vermeidet diese Schwäche. Wedding überträgt (nach Fig. 1118 und 1119) die Bewegung des Kurbelzapfens *c* mittels zwei Lenkstangen *l* auf den lotrecht geführten Schlitten *a*. Die untere Lenkstange *l* drückt gegen die kippbare Stütze *b*. Diese Stütze ist mit einem nach außen hervorragenden Zapfen *i* und einem an diesem befestigten Handhebel *d* versehen. Schwenkt man den Handhebel (in bezug auf Fig. 1118) nach rechts, so tritt die untere Lenkstange *l* so weit von *c* zurück, daß diese Kurbelwelle sich frei zu drehen vermag. Die in *a* ausgesparte Öffnung, in welcher *c*, *l* und *b* untergebracht sind, ist so gestaltet, daß durch Linksschwenken des Handhebels ohne weiteres die in Fig. 1118 gezeichnete Lage der Teile wiedergewonnen wird.

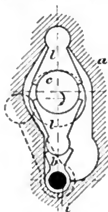


Fig. 1118.

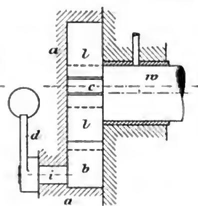
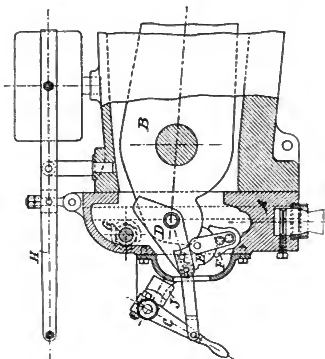


Fig. 1119.

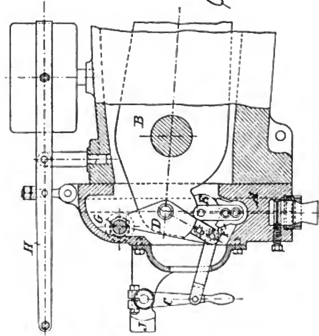
W. Sellers in Philadelphia führt eine der vorigen verwandte Vorrichtung aus;[2]) die Fig. 1120, 1221 u. 1122 stellen sie in einer Vorderansicht und zwei teilweisen Schnitten dar. Der Schlitten *A* hängt an dem mit Gegengewicht versehenen Hebel *H*; er soll durch den Hebel *B* auf- und abgeschoben werden. Der nach unten gerichtete Druck wird — vgl. Fig. 1121 — durch die Glieder *E* und *F* auf den Schlitten *A* übertragen, der nach oben gerichtete unter Vermittlung der kleinen Doppelarme *D*, welche sich gegen den Bolzen *G* legen. Diese Doppelarme sind mit dem Glied *E* durch einen Bolzen verbunden, und *E* mittels zwei Seitenschienen dem Glied *F* gelenkig angeschlossen. Ferner sind die unteren Enden von *D* mittels einer Stange mit dem Handhebel *C* verbunden. Bewegt man nun letzteren nach links, so nehmen die Teile *D*, *E*, *F* die in Fig. 1122 gezeichnete Lage an, d. h. *E* und *F* übertragen eine von *B* ausgehende Bewegung nicht mehr nach unten, und ebensowenig die Doppelarme *D* eine solche nach oben. Auf dem Wellchen, an dem der Handhebel *C* festsitzt, steckt lose drehbar

[1]) Wiebe, Skizzenbuch 1869, Heft 65, Blatt 1.
[2]) American Machinist, 20. Febr. 1896, mit Abb.

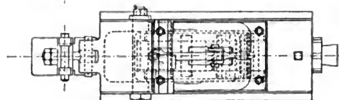
ein Gewicht *J*, welches mit Vorsprüngen sich gegen den Hebel *C* legt. Es sorgt in der durch Fig. 1121 dargestellten Lage dafür, daß *C* nicht eigenmächtig sich nach außen bewegt und hindert, nachdem man es in die in Fig. 1122 angegebene Lage geschwenkt hat, den Hebel *C* zufälligen Einflüssen folgend den Betrieb wieder einzurücken.


Fig. 1122.

Mit dem Aus- bzw. Einrücken der Verbindung zwischen Kurbelzapfen und Schlitten ist allgemein der Übelstand verbunden, daß man nach Umständen eine ganze Kurbeldrehung abwarten muß, bevor das Einrücken stattfinden kann. Das führt zu erheblichen Zeitverlusten.


Fig. 1121.

d) Bei Druckwasserbetrieb fallen die in dem Vorigen angegebenen Schwierigkeiten weg, indem die Umsteuerung der betreffenden Ventile jederzeit möglich ist.


Fig. 1120.

Nachdem das Scherblatt in die Lage gekommen ist, welche Fig. 1069, S. 536 angibt, d. h. nachdem der Widerstand *p* seinen vollen Wert erreicht hat, bleibt dieser unverändert bis zur Beendigung des Hubes, und wenn die Schnittlänge länger ist als die Scherblattlänge und das Werkstück in gleichem Maße vorgeschoben wird, wie das Scherblatt sich hebt, so tritt bei Beginn der Abwärtsbewegung des letzteren sofort der volle Widerstand *p* auf, wirkt also während des ganzen Arbeitswegs in gleicher

Größe auf das Scherblatt zurück. Die Rückwärtsbewegung des Scherblattes erfährt einen anderen, aber für den ganzen Weg ebenfalls gleichförmigen Widerstand. Demnach ist anscheinend für Blechscheren das Druckwasser ein vorzügliches Betriebsmittel. Allein, der Arbeitswiderstand ändert sich mit der Blechdicke; es ist daher erwünscht, die Betriebskraft nach der Blechdicke zu regeln. Das ist bei dem Wasserdruckbetrieb nicht leicht zu erreichen (vgl. weiter unten unter Schmiedemaschinen).

Für Durchschnitte gewöhnlicher Art wechselt der Arbeitswiderstand in erheblichem Grade bei jedem Schnitt (vgl. Fig. 1084), so daß die schwierigere Regelbarkeit des Druckwasserantriebes sich bei weitem mehr fühlbar macht als bei den Scheren.

e) Die Schraube dient als Antriebsmittel nur für kleinere Durchschnitte, es kann daher eine eingehende Erörterung derselben unterbleiben.

Auch der Antrieb durch Daumen ist selten, es gelten übrigens für ihn dieselben Gesichtspunkte wie für den Antrieb durch Kurbeln.

f) Das Schwungrad. Es sind die von der Kurbel auszuübenden Drehmomente auch dann erheblichen Wechseln unterworfen, wenn der eigent-

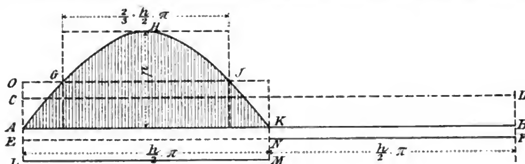


Fig. 1123.

liche Arbeitswiderstand während des ganzen Arbeitswegs des Werkzeugs sich nicht ändert. In Fig. 1123 stellt z. B. die krumme Linie *AGHJK* die auf den Kurbelweg $\frac{h}{2}\cdot\pi$ bezogenen Kräfte dar, welche zur Überwindung des gleichförmigen Arbeitswiderstandes einer Blechschere erforderlich sind, und zwar unter Voraussetzung einer unendlich langen Lenkstange. Sie sind gewonnen durch Multiplikation des in der Richtung der Lenkstange liegenden Arbeitswiderstandes mit dem Sinus des Winkels, welchen die Kurbel mit dieser Richtung einschließt. In den toten Punkten *A* und *K* sind diese Kräfte gleich Null; auf halben Hub haben sie den größten Wert p.

Die nutzlosen Widerstände stammen vorwiegend von der Reibung kreisender Zapfen in ihren Lagern her und können deshalb als unveränderlich angenommen werden, solange die Maschine nicht arbeitet. Sobald indes das Scherblatt zu arbeiten beginnt, steigert sich insbesondere die Reibung des Kurbelzapfens im Lenkstangenkopf und der Kurbelwelle in ihrem Hauptlager in dem Grade, daß die tatsächlich vorhandene Veränderlichkeit nicht mehr vernachlässigt werden darf. Aus den Fig. 1073, 1112, 1113, 1114 und 1118 geht deutlich hervor, daß der Durchmesser der Kurbelwelle, ja sogar der Durchmesser der Kurbelwarze ein Mehrfaches vom Durchmesser h des Kurbelwarzenkreises ist, also die mit dem Druck

auf die Kurbelwarze verbundene Zunahme der Reibung dieser Teile beachtet werden muß. Da der Druck auf die Kurbelwarze während des Arbeitens der Schere sich nicht ändert, auch die sonstigen schädlichen Widerstände in bezug auf den Kurbelweg sich etwa gleich bleiben, so kann man beide zusammen durch das Rechteck *AKLM* (Fig. 1123) darstellen. Die Höhe *AL* dieses Rechteckes wird nur in dem einzelnen Falle zutreffend bestimmt werden können. Während das Scherblatt sich zurückbewegt, sind die Reibungswiderstände klein; das Rechteck *KBFN* möge sie darstellen. Es liegt der Wunsch nahe, die durch die Flächen *AGHJK* und *ENML* ausgedrückten Arbeitsbeträge so auszubreiten, daß sie sich auf den ganzen Kurbelweg $h\pi$ gleichförmig verteilen, entsprechend dem Rechteck *CDEF* oder dem Produkt $CE \times h \cdot \pi$.

Wenn man die Widerstände des Durchschnittstempels, wie Fig. 1084 sie darstellt, ebenso auf den Kurbelkreis umrechnet, so erhält man das durch *LGHK* (Fig. 1124) umgrenzte Arbeitsbild. *A* bezeichnet den oberen toten Punkt; nachdem die Kurbelwarze von hier aus den abgewickelt gezeichneten Weg *AL* zurückgelegt hat, greift der Stempel an. Es wächst der auf den

Fig. 1124.

Kurbelweg bezogene Widerstand sehr rasch bis zu seinem höchsten Betrage, welcher bei den gewählten Verhältnissen etwa auf halben Hub sich einstellt, und nimmt dann bis zum zweiten Totpunkte *K* bis zu Null ab.

Mit dem Angriff des Stempels nehmen, aus den soeben erörterten Gründen, die schädlichen Widerstände in erheblichem Grade zu; es ändert sich der Druck auf die Kurbelwarze fortwährend, weshalb die zur Überwindung dieser Widerstände erforderliche Arbeit durch eine Fläche darzustellen ist, welche von der krummen Linie *LMN* (Fig. 1124) begrenzt wird. Der lebhafte Wechsel in der für einen Durchschnitt erforderlichen Umtriebskraft, welchen Fig. 1124 versinnlicht, läßt für diese Maschine den Wunsch, diese Umtriebskraft auf den ganzen Kurbelweg $h \cdot \pi$ gleichförmig zu verteilen, noch mehr hervortreten als bei der Schere. Es würde als Kraft die Seitenlänge *EC* des Rechtecks *ECDF* genügen.

Man kann nun sowohl die Schere, wie auch den Durchschnitt mit der unveränderlichen kleinen Kraft *CE* (Fig. 1123 und 1124) betreiben, wenn man in den Zeiten, wo die verlangte Kraft kleiner ist als *CE*, die überschüssige Arbeit in einer bewegten Masse aufspeichert, um aus diesem Speicher demnächst den Fehlbetrag zu decken, welcher vorliegt, so lange die verlangte Kraft größer ist als das Gebotene. Diese Masse nennt man

Schwungrad; die Aufnahme von Arbeit äußert sich durch Steigerung, die Abgabe von Arbeit durch Minderung der Schwungradgeschwindigkeit.

Es bezeichne G das Schwungradgewicht in Kilogramm, V_1 und V_2 die größte und die kleinste sekundliche Geschwindigkeit dieses Gewichtes, so beträgt die Arbeit A in Meterkilogramm, welche das Schwungrad bei der Minderung seiner Geschwindigkeit von V_1 bis V_2 abgibt:

$$A = \frac{G}{9,81}\left(\frac{V_1^2}{2} - \frac{V_2^2}{2}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (129)$$

Ist die Darstellung der erforderlichen Kräfte nach Fig. 1123 oder Fig. 1124 gegeben, so setzt man A für die Summe der über CD und unter EF liegenden Flächen und bekommt damit eine einfache Beziehung zwischen G, V_1 und V_2. Die Geschwindigkeitsabnahme $V_1 - V_2$ wird zu $\frac{1}{5} V_1$ bis zu $\frac{1}{20} V_1$ eingesetzt und die Schwungradgeschwindigkeit möglichst groß gewählt, man findet V_1 bis zu 35 m sekundlich.

Demgemäß sitzt das Schwungrad nicht auf der Kurbelwelle, sondern auf einer rascher kreisenden Vorgelegwelle. Die Kraftausgleichung findet also auf letzterer statt, so daß die zwischen dieser Vorgelegwelle, genauer zwischen dem Schwungrad und dem Werkzeug — Scherblatt oder Lochstempel — befindlichen Maschinenteile durch jene Ausgleichung nicht entlastet werden, sondern nach dem größten Betrage der erforderlichen Kräfte bemessen werden müssen.

Das angegebene Verfahren für die Berechnung des Schwungrades ist jedoch nur gangbar, wenn die Maschine von anderen bewegten Massen so weit unabhängig ist, daß das Schwungrad die rechnungsmäßige Geschwindigkeitsänderung erfahren kann.

Diese Vorbedingung wird aber nur bei elektrischem Antrieb erfüllt, und zwar mit der Beschränkung, daß die kreisenden Teile des Motors in das Schwungrad mit einbezogen werden. Es möge bemerkt werden, daß unter Umständen die Massenwirkung des Motors für sich die Ausgleichung genügend bewirkt.

Wird die Schere oder der Durchschnitt mittels besonderer Dampfmaschine unmittelbar angetrieben, so liegt Ähnliches vor, indem die Dampfmaschine für ihre Bedürfnisse mit einem Schwungrad ausgestattet ist. Es sind jedoch die Beziehungen zwischen dem Schwungrad der Dampfmaschine und demjenigen der betreffenden Werkzeugmaschine verwickeltere, indem die Ungleichheiten, welche das eine zu decken hat, zu anderen Zeiten auftreten als diejenigen, welchen das andere Schwungrad dient. Die Aufgabe kann so gelöst werden, daß man sämtliche Ungleichheiten in der Form, wie Fig. 1123 und 1124 angeben, aufträgt und aus der Zeichnung die Arbeitsmengen entnimmt, welche zeitweise aufgespeichert werden müssen. Da den Dampfmaschinen regelmäßig ein großer Gleichförmigkeitsgrad gegeben wird, Scheren wie Lochmaschinen, wie die für diese allein bestimmten Dampfmaschinen einen geringen Gleichförmigkeitsgrad vertragen, so werden wohl die in Rede stehenden Dampfmaschinen mit Schwungrädern gewöhnlicher Größe ausgestattet und wird diesen Schwungrädern auch die Ausgleichung der widerstehenden Kräfte überlassen.

Für die Bemessung der Schwungräder solcher Scheren und Durchschnitte, welche durch Riemen angetrieben werden, muß man von anderen Gesichtspunkten ausgehen. Ist dieser Riemenantrieb derartig kräftig, daß

ein Gleiten des Riemens nicht eintreten kann, so müssen die Triebwerkswellen und alle mit ihnen verbundenen kreisenden Teile der Geschwindigkeitsänderung von V_1 zu V_2 oder umgekehrt folgen. Sie werden also in den Dienst der Ausgleichung gestellt, erfahren aber gleichzeitig auch den Wechsel der Beanspruchung und müssen demgemäß kräftiger gemacht werden, als die mittlere Beanspruchung erfordert. Das tritt insbesondere hervor, wenn das zugehörige Triebwerk ein umfangreiches, die mögliche Größe der Geschwindigkeitsänderung $V_1 - V_2$ gering ist.

Es ist richtiger, den Riemenantrieb nicht so kräftig zu machen, nicht für den größten Widerstand einzurichten, damit die angedeutete Rückwirkung auf die Triebwerkswellen durch zeitweises Gleiten des Riemens sich mildert. Der Riemenantrieb kann dem mittleren Widerstande nicht genau angepaßt werden, daher ist nötig, ihn so anzuordnen, daß der Riemen erst bei erheblicher Überschreitung des mittleren Widerstandes gleitet. Es sei z. B. der Riemen nur imstande, bis zu *LO* (Fig. 1123) oder *EO* (Fig. 1124) Widerstand längs des Kurbelwegs zu übertragen. Dann gleitet der Riemen von *G* bis *J*; rechts von *J* ist die vom Riemen gelieferte Kraft größer als die widerstehende. Es ist daher die Arbeit aufzuspeichern, welche in Fig. 1123 die Fläche *GHJ*, in Fig. 1124 die Summe der Flächen *GHJ* und *LMN* darstellt, um sie demnächst als Aushilfe zu benutzen.

Es beträgt die Arbeit *GJH*, Fig. 1123 (Schere) etwa: $0{,}52\, p \cdot h$. Setzt man, nach Gl. 116 $p = \frac{0{,}125}{\operatorname{tg} \eta} \cdot \sigma \cdot \delta^2$, ferner: $\operatorname{tg} \eta = 0{,}16$, $\sigma = 60$ un d $h_m = 0{,}004\, \delta_{mm}$, so ergibt sich für die Schere die vom Schwungrad aufzunehmende Arbeit zu $A_{mkg} = 0{,}098 \cdot \delta^3{}_{mm}$.

Die Summe der beiden für den Durchschnitt in Frage kommenden Flächen beträgt etwa: $0{,}12 \cdot p \cdot h$. Nimmt man die Lochweite zu $2\,\delta$, die Hubhöhe $h_m = 0{,}002\, \delta_{mm}$ an, so entsteht hieraus:

$$A_{mkg} = 0{,}09\, \delta^3{}_{mm}.$$

Für solche mittlere Verhältnisse ist also der zur Schere gehörige Betrag der aufzuspeichernden Arbeit demjenigen der Lochmaschine, welche Bleche der gleichen Dicke δ zu bearbeiten hat, etwa gleich.

Dieser Betrag ist dem Ausdruck (Gl. 129)

$$A = \frac{G}{9{,}81} \left(\frac{V_1^2}{2} - \frac{V_2^2}{2} \right)$$

gleich zu setzen.

Es sei, um das Gleiten des Riemens gering zu machen, $V_2 = 0{,}95\, V_1$; dann wird:

$$A = \frac{G}{196} \cdot V_1^2 = 0{,}09\, \delta^3$$

also:

$$G = \text{rund } 18 \cdot \frac{\delta^3}{V_1^2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (130)$$

Dieser nur innerhalb gewisser Grenzen zutreffende Wert ist nur abgeleitet, um zu zeigen, wie man für bestimmte andere Verhältnisse das Gewicht *G* des Schwungrades berechnen kann.

III. Gestelle und Gesamtanordnung der Scheren und Durchschnitte.

Die Gestelle, deren Aufgabe ist, die gegensätzliche Lage des beweglichen zum festliegenden Werkzeug zu vermitteln bzw. zu sichern, haben eine torförmige (Fig. 1125) oder eine bügelförmige Gestalt (Fig. 1126).

Es unterscheidet sich das bügelförmige Gestell von dem torartigen zunächst dadurch, daß bei ersterem der Widerstand *p* an einem Hebelarm, der größer als die Ausladung *A* (Fig. 1126) ist, wirkt und dieses Moment den Bügel zu biegen versucht, während bei dem letzteren *p* zunächst durch Zugkräfte in den beiden Schenkeln aufgenommen und durch den Biegungswiderstand der Querstücke weiter übertragen werden. Die Querschnittsabmessungen des bügelförmigen Gestelles fallen demnach erheblich größer aus als diejenigen des tor- oder rahmenförmigen. Das tritt um so deutlicher hervor, wenn man bedenkt, daß bei ersterem die elastischen Verbiegungen die Richtung des einen Werkzeugs gegenüber der des anderen ändern, während selbst erhebliche Nachgiebigkeiten des torförmigen Gestelles die Richtung der in der Mitte zwischen beiden Schenkeln befindlichen Werkzeuge nicht beeinflussen. Es ist daher das torförmige Gestell in erster Linie für schwere Schnitte, große Schnittwiderstände geeignet.

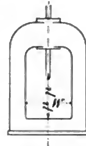


Fig. 1125.

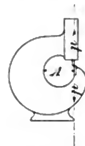


Fig. 1126.

Ein zweiter wesentlicher Unterschied beider Gestellformen besteht hinsichtlich der Zugänglichkeit und dem Vermögen den Abmessungen der

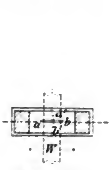


Fig. 1127.

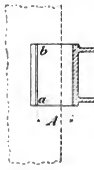


Fig. 1128.

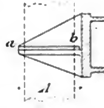


Fig. 1129.

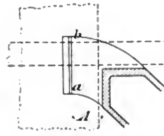


Fig. 1130.

Werkstücke sich anpassen zu lassen. Wegen der zwei Schenkel des torförmigen Gestelles sind die Werkzeuge nur von zwei Seiten frei zugänglich; das bügelförmige Gestell gewährt dagegen nicht allein die Zugänglichkeit von drei Seiten, indem der Bügel nur eine Seite verdeckt, sondern bietet auch die Werkzeuge freier dar.

Nach dem wagerechten Schnitt (Fig. 1127) einer Maschine mit torförmigem Gestell kann das Scherblatt *ab* nahezu so lang sein, wie die Gestellweite *W* beträgt. Handelt es sich also um das Quertrennen stabförmiger Gegenstände, so genügt eine geringe Weite *W*; die Biegungsbeanspruchung der Gestellquerstücke fällt demgemäß klein aus. Würde man das Scherblatt in die gestrichelt gezeichnete Lage a_1 b_1 bringen, so

wäre die Schere für jede beliebige Schnittlänge geeignet, aber keins der beiden durch den Schnitt entstehenden Stücke dürfte breiter als $\frac{W}{2}$ sein. Bei Verwendung des torartigen Gestelles für eine Lochmaschine ergibt sich die Bedingung, daß der Abstand der Lochmitten von den Seitenrändern des Bleches höchstens $= \frac{W}{2}$ sein darf. Hieraus und aus dem allgemein unbequemen Umstande geringerer Zugänglichkeit folgt, daß für breitere Bleche das torartige Gestell gegenüber dem bügelartigen minderwertig ist.

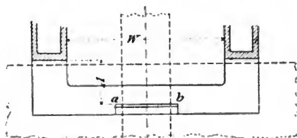


Fig. 1131.

Der wagerechte Schnitt Fig. 1128 eines bügelartigen Gestelles, in dem *a b* das Scherblatt bezeichnet, ergibt, daß die Ausladung *A* etwas breiter sein muß als die Breite eines abzuschneidenden Streifens oder als die Länge eines durch Quertrennen abzulösenden Stückes; eine weitere Bedingung liegt nicht vor. Legt man das Scherblatt so, wie die Linie *ab* in Fig. 1129 angibt, so begrenzt das Maß *A* die Breite des quer zu trennenden Werkstücks. Fig. 1128 stellt daher die Lage des Scherblattes im bügelförmigen Gestell für das Längsschneiden, Fig. 1129 diejenige für das Querschneiden dar. Man legt zuweilen (nach Fig. 1130) das Scherblatt *ab* schräg gegen die Mittelebene des bügelartigen Gestelles, um die Eigenschaften der durch Fig. 1128 u. 1129 angedeuteten Scherblattlagen zu vereinigen: auf der einen Seite ist das Abschneiden mäßig breiter Streifen, auf der anderen Seite das Quertrennen langer Gegenstände möglich. Wenn man jedoch das Gestell hiernach berechnet, so findet man, daß es erheblich größere Abmessungen erhalten muß als jedes der beiden je nur einem der Zwecke dienenden Gestelle, und der Vorteil der durch Fig. 1130 angegebenen Scherblattanlage demgemäß zweifelhaft ist.

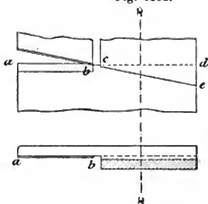
Fig. 1132.


Fig. 1133.


Schnitt *x-x*.
Fig. 1134.

Der wagerechte Schnitt Fig. 1131 zeigt eine Anordnung, welche den Zweck der soeben erwähnten Gestellanordnung dadurch anstrebt, daß die torartige Gestellform mit der bügelartigen vereinigt wird. Es sind zwei bügelförmige Ständer im Abstand *W* nebeneinander gestellt und durch Querstücke in geeigneter Weise miteinander verbunden, so daß die Ausladung *A* für das Längsschneiden, die Weite *W* für das Querschneiden verfügbar ist. Man findet dieses Gestell namentlich für große Blechscheren verwendet.

Neuerdings ist für Maschinenscheren eine seit langen Jahren für Hand-

scheren bekannte[1]) Anordnung in Aufnahme gekommen, bei welcher weder hinsichtlich der Breite der durch Längsschneiden entstehenden Stücke, noch hinsichtlich der Länge quer zu trennender Werkstücke eine Begrenzung vorliegt. Fig. 1132 zeigt diese Anordnung in Seitenansicht, Fig. 1133 in wagerechtem Schnitt und Fig. 1134 ist ein Querschnitt nach der Linie *x x*. Das Scherblatt *a b* liegt in der Mittelebene des Maschinengestells, dessen Querschnitt nach Fig. 1134 eine geknickte Gestalt hat, so daß der auf dem

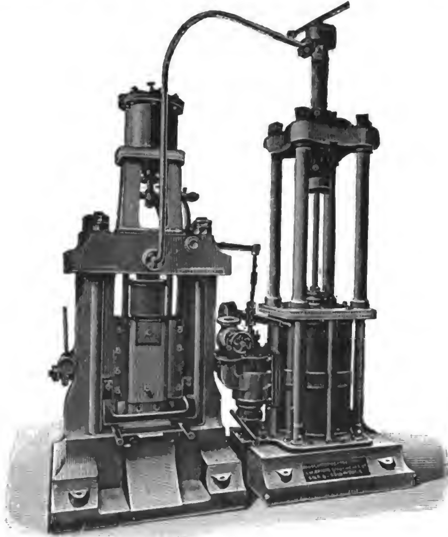


Fig. 1135.

unteren Scherblatt liegende Blechteil geradeswegs über dem unteren Gestellteil hinwegschreiten kann, und der durch das obere Scherblatt nach unten gedrückte Blechteil unter dem oberen Gestellteil freien Durchgang findet. Mißlich bei dieser Anordnung ist der Umstand, daß der obere Gestellteil mit dem unteren nur vermöge der abgestumpft dreieckigen Fläche *cde* zusammenhängt, welche bei *c* die kleinste Ausdehnung hat, also gerade da, wo die stärkste Beanspruchung stattfindet.

---

[1]) Mitteilungen des Gewerbevereins für Hannover 1862, S. 137, mit Abb.

Für Lochmaschinen kommen ähnliche Gesichtspunkte in Frage, wie für Blechscheren; eine besondere Erörterung derselben dürfte entbehrlich sein.

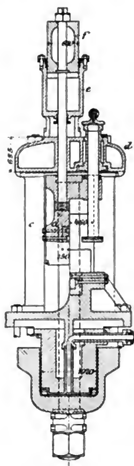


Fig. 1136.

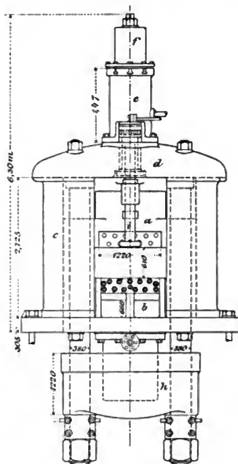


Fig. 1137.

Beispiele für das torförmige Gestell werden durch die Fig. 1135 bis 1140 veranschaulicht.

Fig. 1135 zeigt schaubildlich eine Wasserdruckschere der Kalker Werkzeugmaschinenfabr. L. W. Breuer, Schumacher & Co. Sie wird zum Abscheren warmen Eisens verwendet und in verschiedenen Größen bis zu 300 mm Werkstückdicke gebaut. Die rechte Seite des Bildes zeigt den Druckübersetzer, der weiter unten bei den Schmiedemaschinen beschrieben werden wird; er liefert das Druckwasser. Die linke Seite der Abbildung stellt die eigentliche Schere dar. An einem kräftigen Querhaupt, welches auf gußeisernen Ständern ruht, und mittels vier stählerner Bolzen dem Fußteil des Scherengestelles angeschlossen ist, sitzt ein nach unten gerichteter Mönch. Die zugehörige Nonne ist mit dem das Scherblatt enthaltenden, an den Ständern des Gestelles gut geführten Schlitten verbunden. Mönch und Nonne bewirken nur die Abwärts- oder Arbeitsbewegung des Schlittens.

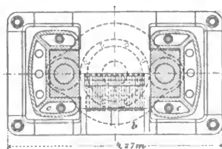


Fig. 1138.

Dieser ist durch zwei Stangen an eine Kolbenstange geschlossen, welche zu dem die höchste Stelle der Maschine einnehmenden, zum Heben des Scherblattes dienenden Dampfzylinder gehört. Das Kippen der Werkstücke hindert eine vor dem Scherblatt liegende feste Schiene (vgl. S. 548), deren Höhenlage nach der Werkstückdicke eingestellt werden kann.

Fig. 1136, 1137 und 1138 sind geometrische Darstellungen einer gewaltigen Schere der Homestead Steel Works.[1]) Zu ihrem Betriebe dient ausschließlich Druckwasser mit 280 kg Druck auf 1 qcm. Die Ständer *c* des Gestelles haben hier nicht die Aufgabe, den Arbeitsdruck zu übertragen, sondern dienen in erster Linie nur zum Führen des Schlittens *a*, an welchem das 150 mm dicke, 1220 mm lange tätige Scherblatt befestigt ist. Zwei aus Stahl geschmiedete, 380 mm dicke Stangen verbinden den Schlitten *a* mit der aus Stahl gegossenen Nonne *h*, während der Mönch

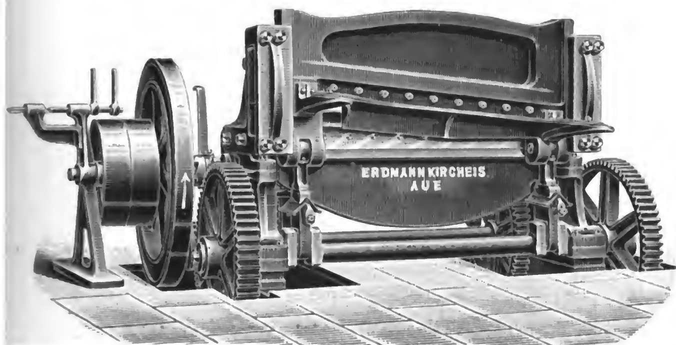


Fig. 1139.

unter der Grundplatte *b* befestigt ist. Zum Emporheben des tätigen Scherblattes dient ein Mönchskolben *f*, den eine Stange mit dem Schlitten *a* verbindet; die zugehörige Nonne *e* steht auf dem Querhaupt *d* des Gestelles. Um das Kippen der Werkstücke zu verhüten, ist ein besonderer Mönchskolben *i* angebracht, der mit beweglichem Fuß vor dem oberen Scherblatt auf das Werkstück drückt. An *a* ist ein Auge gegossen, welches den Kolben *i* umfaßt und ihn emporhebt, wenn *a* seinen rückläufigen Weg macht; ein an *i* sitzender Stellring, gegen welchen jenes Auge drückt, dient zum Einstellen des Zeitpunktes, in welchem das Anheben des Kolbens *i* beginnt. Die Schere schneidet bis 1220 mm breite und 610 mm dicke heiße Stahlblöcke. Während die drei beschriebenen Scheren hüttenmännischen Zwecken dienen, ist die durch das Schaubild (Fig. 1139) dargestellte Schere von Erdmann Kircheis zum Schneiden breiter, aber dünner Bleche be-

[1]) The Iron Age, 18. Okt. 1888, mit Abb.

stimmt. Es wird das oben liegende, tätige Scherblatt von einer nahe über dem Fußboden gelagerten, mit zwei Kröpfungen versehenen Welle unter Vermittlung zweier Lenkstangen und seines in den Seitenständern gut geführten Schlittens bewegt. Bei dieser Schere haben die Ständer, soweit sie über dem Scherblatt liegen, also ähnlich wie es bei der schweren Homestead-Schere der Fall ist, nur den Zweck, das bewegliche Scherblatt zu führen. Das rasche Ausrücken des Betriebes wird durch eine Klauenkupplung bewirkt, welche zwischen dem Schwungrad — rechts von diesem — und dem ersten Zahnrad liegt. Die lotrechte Platte, welche an Armen des Schlittens befestigt ist, dient als Anschlag, um ohne weiteres die rich-

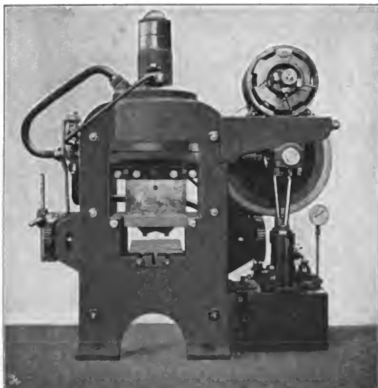


Fig. 1140.

tige Länge des abzuschneidenden Blechstückes zu gewinnen, und die an Lenkstangen sitzenden Dächer sollen herabfallende Dinge von dem Kurbelzapfen fernhalten.

Fig. 1140 ist das Schaubild einer Schere, für I-Eisen, welche von Breuer, Schumacher & Co. gebaut wird. Bei dieser Schere ist das obere, gewissermaßen als Lochstempel wirkende Blatt (vgl. Fig. 1087 und 1088, S. 545) an dem Mönch einer Wasserdruckpresse befestigt. Der Stahlgußständer ist aus zwei Hälften zusammengefügt, welche mit ihrem oberen Teile die aus Stahl gefertigte Nonne umschließen und festhalten. Über der Nonne befindet sich ein kleinerer Stiefel, der zum Heben des Mönchs und oberen Scherblatts dient. An der linken Seite der Maschine liegt die Handsteuerung, rechts die Druckwasserpumpe. Sie ist mit Doppelkolben versehen und so eingerichtet, daß zunächst beide Kolben arbeiten, mit der Steigerung des Widerstandes aber der eine Kolben selbsttätig aus-

gerückt wird. Der Antrieb der Pumpe erfolgt durch einen Elektromotor. Die feststehenden Untermesser, sowie die durch Schraubenspindeln und Rädervorgelege einstellbaren Seitenmesser sind zwischen den Ständerhälften untergebracht.

Das bügelförmige Gestell wird, wie weiter oben bereits angedeutet, durch ein Biegemoment sehr bedeutend beansprucht, insbesondere längs der Ebene *a b* (Fig. 1141). Unter und über dieser Ebene nimmt das Moment

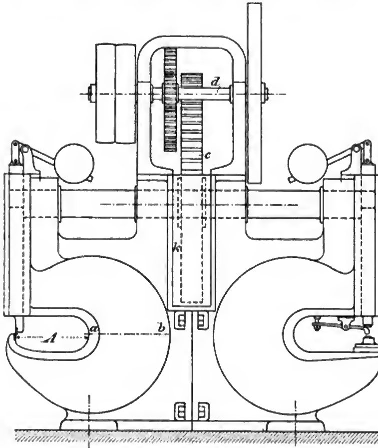


Fig. 1141.

ab, weshalb auch die Querschnitte des Bügels kleiner gemacht werden können. Man bringt das oft in dem Äußern des Gestells zum Ausdruck, indem man den Maulrand mit einem vorspringenden Wulst begrenzt, der bei *a* die größte Breite hat. Da die sonstige Beanspruchung des Gestelles gegenüber derjenigen, welche zwischen festem Scherblatt bzw. Lochring und Kurbelwelle auftritt, fast verschwindend ist, so fügt man dem Wulst eine zweite vorspringende Erhöhung an, welche die Verbindung des Scherblattes mit dem Hauptlager der Kurbel deutlich ausspricht, während die übrigen Gestellteile schwächer ausgebildet werden.

Für die Berechnung des Hauptquerschnittes des Bügels, welchen Fig. 1142 in größerem Maßstabe darstellt, ist folgendes Verfahren zweckmäßig. Man nimmt den Querschnitt zunächst an, bestimmt seinen Schwerpunkt S, womit der Hebelarm l des tätigen Momentes $p \cdot l$ — worin p den

größten Widerstand bezeichnet, welchen die Werkzeuge erfahren — gefunden wird; auch das Widerstandsmoment $W = \frac{J}{e}$ des Querschnitts ist damit gegeben. Bezeichnet $\mathfrak{S}_1$ die Zugspannung, welche die in dem Abstand e von der Schwerachse befindlichen Flächenteile durch das Biegemoment erfahren, so erhält man bekanntlich aus:

$$p \cdot l = \frac{J}{e} \cdot \mathfrak{S}_1,$$

für diese Spannung.

$$\mathfrak{S}_1 = p \cdot l \cdot \frac{e}{J}.$$

Dieser gesellt sich die Spannung $\mathfrak{S}_2$, welche gewonnen wird, indem man p durch die Querschnittsfläche teilt.

Die Summe $\mathfrak{S}_1 + \mathfrak{S}_2 = \mathfrak{S}$ ist dann gleich der größten in dem Querschnitt auftretenden Zugspannung. Je nachdem man diese als angemessen ansieht oder nicht, behält man den angenommenen Querschnitt bei oder wählt einen andern und wiederholt die Rechnung. Selten ist nötig, auch die größte Druckspannung zu bestimmen, da die Gestelle fast ausnahmslos aus Gußeisen gefertigt werden. Bei besonders großen Ausladungen ist auch die elastische Nachgiebigkeit zu untersuchen.

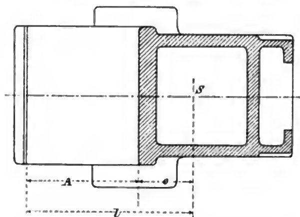


Fig. 1142.

Die vorliegende Abbildung (Fig. 1141) stellt linksseitig eine Schere, rechtsseitig einen Durchschnitt dar. Durch ein gemeinsames Vorgelege wird das Stirnrad c angetrieben, welches auf der gemeinsamen Kurbelwelle festsitzt. Die Schlitten der Schere und des Lochstempels können durch eine der S. 558—562 beschriebenen Vorrichtungen in Ruhe gestellt werden. Gegengewichte halten die Schlitten in höchster Stellung, so lange der Betrieb der letzteren ausgerückt ist. Die durch Riemen angetriebene, mit Schwungrad versehene vordere Welle d dreht eine hinter letzterer gelagerte zweite Welle, und diese setzt das gemeinsame Stirnrad c in Betrieb. Dieser Antrieb kann durch Verschieben des Treibriemens auf die lose Rolle ausgerückt werden. Die beiden Gestellhälften sind nach demselben Modell geformt und miteinander verschraubt; der Zwischenraum, in welchem das Rad c Platz findet, ist durch Blechkappen k nach außen abgeschlossen. Auf die Hauptgestellhälften ist ein Bock gesetzt, an dem sich die Lager der Vorgelegewellen befinden. Von der Fußleiste ausgehend, ragen zu beiden Seiten Lappen nach außen, welche zum Befestigen der Maschine dienen.

Der von Ernst Schieß gebaute schwere doppelte Durchschnitt (Fig. 1143 und 1144) hat mit der soeben angeführten Maschine die Zu-

sammenfügung der Gestellhälften und die Art des Antriebes gemein. Er unterscheidet sich von dieser namentlich durch die sehr geringe Ausladung

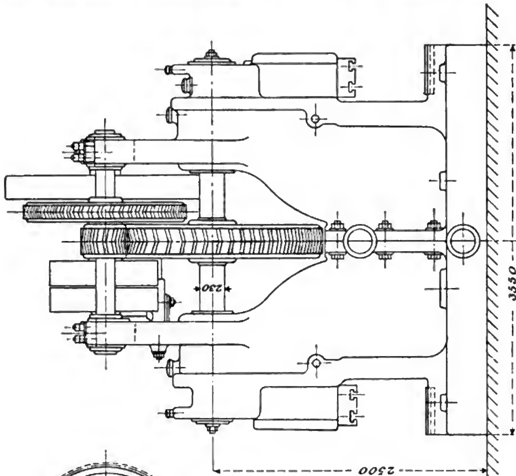


Fig. 1144.

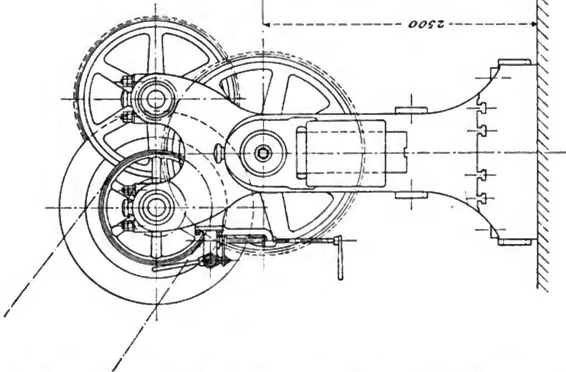


Fig. 1143.

und den Umstand, daß die Werkzeuge mit Hilfe von Aufspannuten an der Maschine zu befestigen, also sehr verschiedenartige Werkzeuge zu ver-

wenden sind. Vermöge dieser Auswechselbarkeit der Werkzeuge kann die Maschine auch als Richtmaschine (siehe weiter unten) benutzt werden. Bemerkenswert ist, daß die Kurbelwelle auch außerhalb der Lenkstangen gestützt wird. Diese Stützung ist von Wert, wenn vorübergehend sehr große Widerstände auftreten.

Bei einer ganz ähnlichen Schere von Wagner & Co.[1]) ist das auf der Schwungradwelle sitzende kleine Stirnrad mit dem Schwungrad durch Bolzen derartig verbunden, daß bei einer Überlastung die Bolzen, nicht aber schwerer ersetzbare Teile brechen.

Auch bei der durch Fig. 1145 dargestellten, von Breuer, Schumacher & Co. gebauten schweren Schere ist eine außerhalb der Lenk-

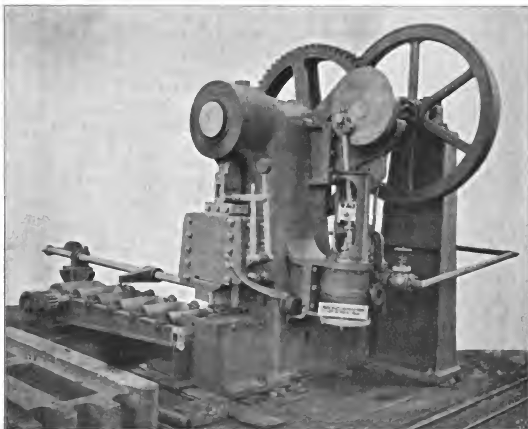


Fig. 1145.

stange stützende Lagerung angebracht. Diese Schere wird durch eine Dampfmaschine unmittelbar angetrieben. Die Hebel zum Ausrücken des Schlittenbetriebes sind im Vordergrunde des Bildes deutlich zu erkennen. Unter ihnen sieht man einen Handhebel, welcher zur Begrenzung der abzuschneidenden Längen dient. Es werden die Werkstücke durch ein rechts von den Scherblättern befindliches — nicht abgebildetes — Rollenfeld zugeführt und dann von einem links abgebildeten Rollenfeld aufgenommen. Mit der Welle jenes Handhebels ist nun — links, über dem Rollenfeld — ein Hebel befestigt, welcher durch Niederdrücken des Handhebels dem vorwärtsschreitenden Werkstück in den Weg tritt und dieses zum Stillstand

[1]) Z. 1903, S. 741, mit Abb.

bringt. Das niedersinkende Scherblatt schneidet dann die bestimmte Länge ab. Damit während des Abschneidens das links von den Scherblättern be-

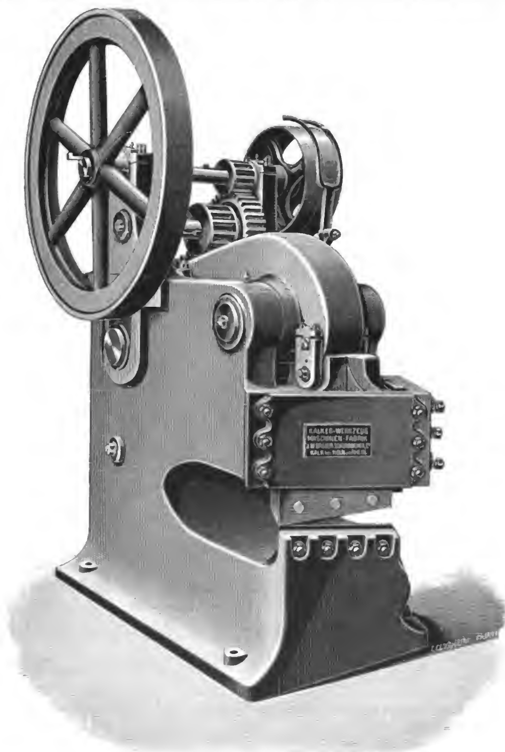


Fig. 1146.

legene Stück sinken kann, ist das Rollenfeld nachgiebig, indem es um ganz links belegene Zapfen schwingen kann und rechts durch ein Gegengewicht gestützt wird. Man bemerkt unter dem soeben erwähnten Handhebel rechts

von den Scherblättern einen Bügel, welcher das Kippen der Werkstücke zu hindern hat. Der Bügel ist in der Höhenrichtung einzustellen.

Das Schaubild Fig. 1146 zeigt eine von Breuer, Schumacher & Co. gebaute Schere mit zum Gestell schräg liegenden Scherblättern (vgl. Fig. 1130, S. 567). Sie schneidet bis zu 25 mm dicke Bleche und hat 600 mm Ausladung. Den Betrieb des Scherblattschlittens vermittelt ein kräftiger Hebel, welcher mit seinem kurzen Arm unmittelbar auf den Schlitten drückt,



Fig. 1147.

bzw. mit diesem gelenkig verbunden ist, während in seinen zur Schleife ausgebildeten längeren Arm die Kröpfung einer Welle greift und der Hebel um einen starken, quer durch das Maschinengestell gesteckten Bolzen schwingt. Die gekröpfte Welle wird durch doppeltes Rädervorgelege von der an oberster Stelle gelagerten, mit Riemenrollen und Schwungrad versehenen Antriebswelle gedreht.

Für die Schere mit langen Scherblättern (Fig. 1147) haben Breuer, Schumacher & Co. eine, der früher durch Fig. 1177 angegebenen ähnliche Betriebsweise gewählt: es greifen zwei je durch eine besondere Kurbel an-

getriebene Lenkstangen in der Nähe der Scherblattenden an den Schlitten. Die beiden Kurbelwellen drehen sich in entgegengesetzter Richtung, so daß der wagerechte Schub, welchen die Lenkstangen wegen beschränkter Länge auf das Scherblatt ausüben, fast ganz aufgehoben wird. Das Scherblatt hängt mittels einer Stange an einem Kolben, der in dem über dem Gestell erkennbaren Zylinder durch Dampf getragen wird; es ist diese, die Maschine einfach machende Einrichtung zweckmäßig, wenn — wie bei vorliegender Maschine — gespannter Dampf in unmittelbarer Nähe zur Verfügung steht. Zwei links bzw. rechts von der Kolbenstange an dem Schlitten einstellbar befestigte Stifte hindern den Schlitten, zu hoch zu steigen, sobald durch Hervorziehen der unter den Lenkstangen befindlichen Klötzchen der Einfluß der Lenkstangen auf den Schlitten aufgehoben ist. Beide Klötzchen müssen selbstverständlich (S. 560) gemeinsam herausgezogen und hineingeschoben werden; sie sind deshalb Hebeln angelenkt, die auf gemeinsamer Welle sitzen. Die hübsche Befestigungsweise des festen Scherblattes ist aus dem Bilde ohne weiteres zu erkennen.

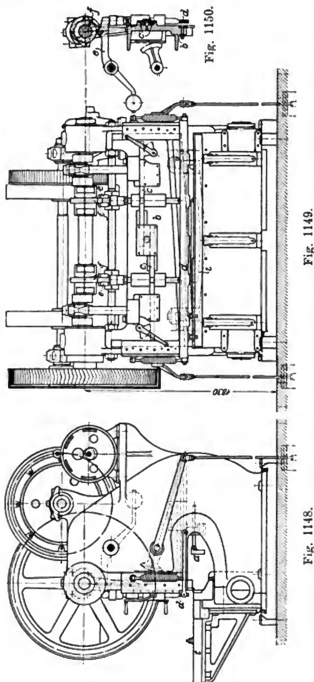


Fig. 1150.

Fig. 1149.

Fig. 1148.

Die Blechschere von Wagner & Co. (Fig. 1148, 1149, 1150) schneidet bis zu 6 mm dicke Bleche. Ihr Gestell ist nach Fig. 1131 gebaut und zu ihrem Antriebe dient ein 19 pferd. Motor, dessen Welle sich 960 mal in der Minute dreht.[1]) Durch Rädervorgelege wird diese Geschwindigkeit auf 18 minutliche Umläufe der Kurbelwelle vermindert. Die freie Weite zwischen den Ständern beträgt 1520 mm, weshalb 1500 mm breite Bleche beliebiger Länge zu durchschneiden sind, und die Ausladung beträgt 550 mm.

[1]) Z. 1903, S. 743, mit Abb.

An dem Schlitten *b* sitzen zwei Zahnstangen, in welche Zahnbögen mit Gegengewichten greifen, so daß der Schlitten selbsttätig gehoben wird, sobald die Lenkstangen der Kurbelwelle solches gestatten. Die unteren Enden der Lenkstangen drücken auf seitlich verschiebliche Klötzchen. Damit diese gleichzeitig verschoben werden, sind sie mit Stangen *c* verbunden, in deren Verzahnung ein gemeinsames Zahnrad greift. Zwei Handhebel dienen zum Verschieben der Stangen *c*, indem mit ersteren verbundene Zahnbögen in Verzahnungen von *c* greifen. Der Maschine ist ein mit Aufspannuten versehener Tisch *t* angefügt. Das Kippen der Bleche verhütet eine Schiene *d*. Sie wird am Maschinengestell lotrecht geführt und hängt an zwei Schraubenfedern. An *d* sitzen zwei nach oben gerichtete Stangen, auf welche zwei Hebel *e* sich legen, die durch Daumenscheiben *f* nach unten gedrückt werden können. Durch geeignete Anordnung dieser Daumenscheiben wird die Druckschiene *d* vor Beginn des Schneidens auf das Blech gesenkt und nach dem Schnitt rasch gehoben.

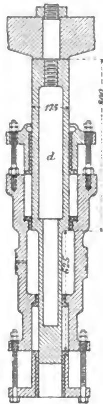


Fig. 1153.

Die Schere von Otto Froriep, von denen die Fig. 1151 und 1152, Taf. XXXXVIII, geometrische Darstellungen sind, haben auch zwei Lenkstangen, die von auf gemeinsamer Welle sitzenden Hubscheiben betätigt werden.

Fig. 1151 ist die Seiten-, Fig. 1752 die Vorderansicht der Schere, welche unmittelbar durch eine Dampfmaschine angetrieben wird; die Übersetzung von der Dampfmaschinenkurbelwelle zur Kurbelwelle der Schere beträgt 1 : 17, die größte zu schneidende Blechdicke 45 mm. Die Scherblätter sind 1500 mm lang, die Weite zwischen den Ständern mißt 3570 mm, die Ausladung 850 mm und der Hub des Scherblattes 260 mm. Das Schwungrad der Dampfmaschine ist gleichzeitig Schwungrad der Schere. Das Ausrücken des Scherblattantriebes erfolgt durch Hervorziehen der Klötzchen *a* mittels auf gemeinsamer Welle *b* sitzender Zahnräder. Es wird der Scherblattschlitten von zwei Stangen *c* getragen, welche an das Querhaupt eines Kolbens *d* greifen. Fig. 1153 stellt diesen Kolben *d* nebst Stiefel im Schnitt dar. Es steht der Stiefel mittels einer bei *e* angeschlossenen Röhre mit einem Druckwasserspeicher in freier Verbindung, so daß das Druckwasser bei jedem Niedergang des beweglichen Schlittens in den Speicher zurücktritt, um demnächst den rund 15000 kg schweren Scherblattschlitten in dem Grade zu heben, als die Lenkstangen solches gestatten.

Das Kippen der schweren Bleche wird auf folgende Weise verhütet: Links von Fig. 1151 sieht man einen aufrechten Haken; solcher Haken sind mehrere, in bezug auf Fig. 1151 hintereinander, vorhanden. Vor dem Auflegetisch der Schere erstreckt sich eine Platte mit etwa 2 m langen Aufspannuten, in denen die Augen, um welche die Haken sich drehen können, befestigt werden. Es werden diese Augen der Breite der zu bearbeitenden Bleche angemessen so eingestellt, daß die Haken sich auf den äußern Blechrand legen.

Fig. 1154 und 1155, Taf. XXXXIX, stellen fast dieselbe Schere dar;

es findet jedoch der Antrieb durch einen Elektromotor statt. Die Scherblattlänge beträgt 3150 mm und die größte Blechdicke ist zu 40 mm angegeben; es ist auch eine Schrotschere angebracht und sind manche Einzelheiten deutlicher dargestellt als in Fig. 1151 und 1152. Die beiden Böcke *B* sind auf gemeinsamer Grundplatte *A* befestigt und ferner gegenseitig abgesteift durch den Balken *C*, an welchem das feste Scherblatt sitzt, den Balken *E* und die beiden Balken *D*, die im übrigen den Elektromotor *F* zu tragen haben. Die Drehungen des letzteren (665 minutlich) werden durch dreifaches Rädervorgelege auf die Welle *G* übertragen, und zwar so, daß diese minutlich etwa 10 Drehungen macht. Die Lenkstangen *H* betätigen von hier aus den Scherblattschlitten *I*, der an einem von Wasserdruck getragenen Kolben hängt. Das Ausrücken erfolgt, wie bei der vorigen Maschine, durch Vorziehen der beiden Klötzchen *a* mittels zweier Räder, die an der Welle *k* sitzen. Es beträgt der Scherblatthub 270 mm, sonach die mittlere sekundliche Scherblattgeschwindigkeit $\frac{270 \cdot 2 \cdot 10}{60} = 90$ mm. Zwei schwere Schwungräder sitzen auf der ersten Vorgelegewelle, welche sich minutlich 164 mal dreht. An der minutlich 40 Drehungen machenden zweiten Vorgelegewelle sitzt eine Kurbel, welche mittels der Lenkstange *L* eine zum Zerlegen der Abfälle bestimmte Hebelschere betätigt. Diese soll 40 mm dicke Bleche bis zu 175 mm Breite, dünnere Bleche in entsprechend größerer Breite zerschneiden.

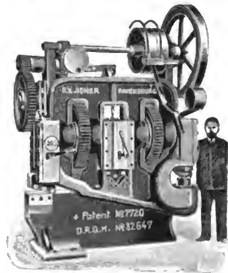


Fig. 1156.

Fig. 1156 ist das Schaubild einer von F. X. Honer gebauten Schere, bei welcher ein Teil des Gestelles nach Fig. 1132 bis 1134, S. 568, angeordnet ist. Dieser Teil befindet sich an der linken Seite des Bildes; er dient zum Erzeugen beliebig langer Schnitte in beliebig breiten Blechen. Am rechtsseitigen Ende des Bildes sieht man einen Durchschnitt und in der Mitte eine Winkeleisenschere. Die Betätigung der beiden oberen Scherblätter bzw. des Lochstempels bewirkt eine gemeinsame Kurbelwelle, welche eigentümlicherweise durch zwei auf ihr sitzende Stirnräder angetrieben wird.

Dieselbe Gestellform hat die Blechschere von Fischer & Co., Fig. 1157—1161.[1])

Die Riemenrolle *a* wird mit 330 Umläufen in der Minute angetrieben. Ihre Welle dreht durch ein Rädervorgelege mit $^{12}/_{60}$ Zähnen eine Zwischenwelle (Fig. 1161) und ein auf dieser sitzendes Zahnrad mit 10 Zähnen dreht — Fig. 1158, links — das 50er Zahnrad eines Durchschnitts, ferner — Fig. 1158 rechts — das 55er Zahnrad einer Winkeleisenschere und endlich das gleiche Zahnrad einer Blechschere. Der Schlitten oder Stößel des Durchschnitts macht hiernach minutlich 13,2 Spiele, die Scheren dagegen machen

[1]) Z. 1903, S. 743, mit Abb.

minutlich 12 Schnitte. Der Hub des Durchschnitts beträgt 20 mm, derjenige der Winkeleisenschere ebensoviel und der Hub des Blechscherenblattes 24 mm. Die Schlitten hängen an belasteten Hebeln und werden durch Lenkstangen nach unten gedrückt. S. 560 wurde bereits angegeben, wie das Ausrücken bzw. das Verschieben des Klötzchens *b* mittels des Handhebels *e* stattfindet.

Fig. 1158.

Fig. 1157.

Die Kurbelwellen *f* sind wegen der Eigenart des Gestelles in diesem nur kurz gelagert; eine zweite Lagerung erfahren sie in den Deckplatten der Stößelführungen. Um diesen Deckplatten die hierfür nötige sichere Lage zu geben, sind ihre zahlreichen Befestigungsschrauben (vgl. Fig. 1158) mit Entlastungsringen versehen. Zu dem Durchschnitt ist zu bemerken, daß der Lochringhalter *g* entweder, wie gezeichnet, an eine lotrechte oder an eine wagerechte Fläche des Gestelles geschraubt werden kann, je nach-

dem das eine oder andere der Gestalt der zu bearbeitenden Werkstücke angemessener ist. Eine Schiene *h*, die an den unteren Enden zweier drehbarer Stangen hängt, hindert das abzuschneidende Winkeleisen am Kippen; die Stangen sind lotrecht geführt, oben mit rechtem bzw. linkem Gewinde versehen, deren Muttergewinde am Maschinengestell festsitzen, und werden unter Vermittlung zweier Stirnräder durch das Handrad *i* gedreht. Bei der

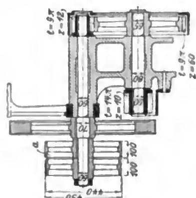


Fig. 1161.

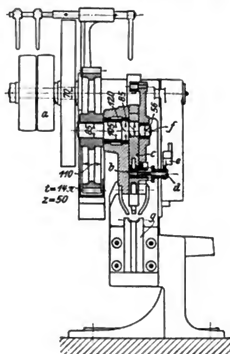


Fig. 1160.

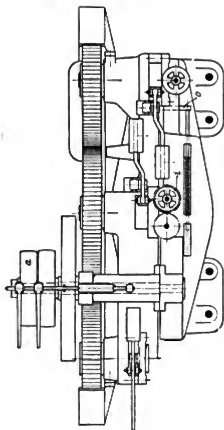


Fig. 1159.

Blechschere verhindert ein einstellbarer Stift *k* (Fig. 1157 u. 1158) das Kippen der Werkstücke. Um den vom oberen Scherenblatt niedergedrückten Blechteil unter, den anderen über die Verbindungsstelle der beiden Gestellhälften zu leiten, ist ein Stab *o* angeordnet, welcher zwischen die beiden Blechteile greift und nach Bedarf mit dem Blech verschoben wird. Nach vollzogenem Schnitt schnellt *o* vermöge einer auf ihn einwirkenden Schraubenfeder in seine Anfangslage zurück.

Die Zusammenfügung mehrerer Scheren oder Durchschnitte in eine einzige Maschine, wofür hier mehrere Beispiele angeführt sind, findet man häufig [vgl. u. a. die unten verzeichnete Quelle[1])].

Wenn längere Stäbe schräg abgeschnitten werden sollen, so ist es lästig, den Werkstücken gegenüber den festen Scherblättern die erforderliche schräge Lage zu geben. Man hat deshalb Scheren für Winkeleisen,

[1]) Revue industrielle, Mai 1897, S. 193.

Flacheisen u. dgl. so eingerichtet, daß erstere im ganzen um eine senkrechte Achse drehbar, also befähigt sind, die Scherblätter gegenüber der Werkstücksrichtung, ohne letztere zu ändern, in die erforderliche schräge Lage zu bringen.

Nach Fig. 1162[1]) steht die Schere auf einer Drehscheibe; sie wird durch einen Elektromotor angetrieben, weshalb die Drehbarkeit dem Antrieb

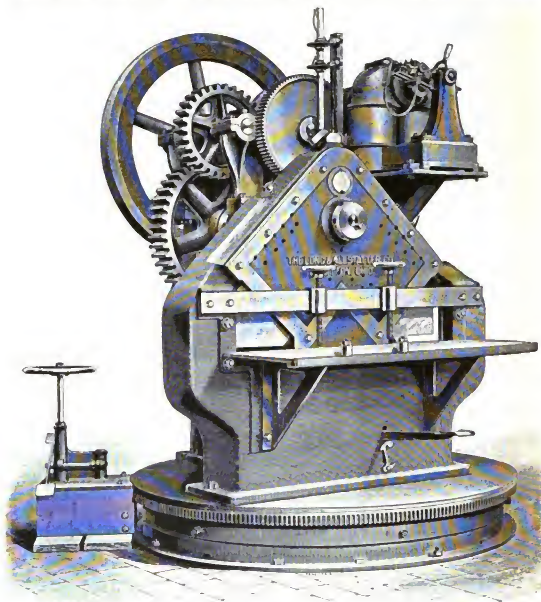


Fig. 1162.

keine Schwierigkeiten bereitet. Zwischen der Welle des Elektromotors und der Welle, welche auf die Scherblattschlitten wirkt, sind die erforderlichen Rädervorgelege eingeschaltet, um letztere Welle genügend langsam zu drehen. Sie wirkt durch Daumen auf die Scherblattschlitten, von denen einer an der linken, der andere an der rechten Seite der Maschine sich befindet, um den einen oder den anderen Schenkel der Winkeleisen schräg abschneiden

[1]) The Iron Age, Febr. 1895, S. 323.

zu können. Der vorstehende Kopf der Daumenwelle ist mit Löchern versehen, welche ermöglichen, sie mittels der Hand zu drehen. Das ist bequem für das Einstellen der Scherblätter. Der Antrieb der Daumenwelle ist im übrigen mit selbsttätiger Ausrückvorrichtung versehen, so daß die Daumenwelle nach jeder vollen Drehung zum Stillstand kommt. Man sieht an der vorderen Seite der Maschine einen Tisch, der zum Auflegen der Werkstücke dient. Dieser Tisch enthält eine Aufspannut, mittels welcher Frösche zu befestigen sind, die den Werkstücken die genaue Richtung gegenüber der wagerechten Scherblattkante geben. Über diesem Tisch ist eine Schiene befestigt, an welcher Hülsen mit Schrauben verschiebbar sind. Es haben die Schrauben (vgl. Fig. 1091) den Zweck, etwaiges Kippen der Werkstücke zu verhüten.

Für manche Zwecke ist die wagerechte Lage des Stempels der Durchschnitte bequemer als die lotrechte. Fig. 1163 zeigt einen dahin gehörigen Durchschnitt für Winkeleisen. Es ist die Anordnung so gewählt, daß kein

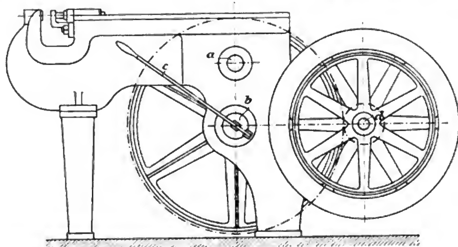


Fig. 1163.

Teil der Maschine erheblich über die Mitte des Stempels nach oben hervorragt. Der Schlitten des Stempels wird zu diesem Zweck durch einen doppelarmigen, um den Bolzen *a* schwingenden Hebel bewegt; dieser ist in seinem nach unten gerichteten Schenkel geschlitzt und wird dort durch die Welle *b* betätigt. Mit Hilfe des Handhebels *c* kann der Betrieb ausgerückt werden. Die Vorgelegewelle *d* enthält feste und lose Riemenrolle und ein Schwungrad.

Schließlich möge hier in Fig. 1164 das Bild einer einfachen von Breuer, Schumacher & Co. gebauten Kreisschere angefügt werden. Ihre größte Ausladung beträgt 600 mm, der Durchmesser der Scherblätter 280 mm und die größte Dicke der zu schneidenden Bleche 5 mm. Es sind die beiden Wellen, auf welchen die Scherblätter sitzen, wagerecht übereinander gelagert. Die Lager der unteren Welle sind im Gestell fest, diejenigen der oberen Welle lotrecht verschiebbar, und zwar mittels der über das Gestell hervorragenden Schrauben, so daß ein sehr genaues Einstellen des Übergreifens beider Scherblätter möglich ist. Die Nabe des oberen Scherblattes legt sich fest gegen das benachbarte Lager, während die untere Welle durch die Nabe des nicht sichtbaren Antriebsrades, welche sich fest

gegen das linksseitige Lager stützt, nach links gezogen wird, um die Scherblattränder in sicherer gegenseitiger Fühlung zu halten. Auf der oberen Welle sitzt ein ebensogroßes Stirnrad wie auf der unteren, beide Räder greifen ineinander und werden durch ein auf der unteren Welle sitzendes größeres Stirnrad von dem im Vordergrunde sichtbaren Vorgelege

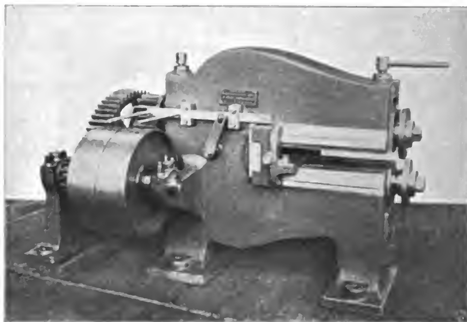


Fig. 1164.

aus betrieben. In der Gabelung des Gestelles befindet sich eine einstellbare Leiste, welche die Breite des abzuschneidenden Blechstreifens begrenzt.

Eine Kreisschere zum Abgraten von Winkeleisen ist von Wagner & Co. gebaut.[1])

IV. Arbeitsbedarf.

Für die Vorausbestimmung des Arbeitsverbrauchs der Scheren finden sich kaum andere Anhalte als die im allgemeinen für spanabhebende Maschinen angegebenen; es ist der Arbeitsaufwand zur Überwindung der Schnittwiderstände und der zu den Reibungswiderständen gehörige zu berechnen und dann beide zusammenzuzählen.

Setzt man in die Gleichung 110: $\operatorname{tg}\eta = 0{,}16$, $\operatorname{tg}\beta = 4$, $\frac{\sigma}{\sigma_d} = 0{,}9$ und $\sigma = 60$ kg und bezeichnet man mit F die stündlich gelieferte Schnittfläche in Quadratmetern, so erhält man für die zum Schneiden erforderliche Arbeit:

$$N_n = 0{,}05 \cdot \delta \cdot F \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (131)$$

Nach einem von E. Hartig gemachten Versuch[2]) gebrauchte eine 25 mm dickes Blech schneidende Schere bei 17 mm sekundlicher mittlerer Geschwindigkeit und $F = 2{,}99$ qm stündlicher Leistung beim Leergang:

[1]) Z. 1903, S. 745, mit Abb.
[2]) Karmarsch-Fischer, Handb. d. mech. Technologie, 6. Aufl., Bd. 2, S. 263.

$N_0 = 0{,}68$ P.S. beim Arbeiten 7,23 P.S., also für letzteres 6,55 P.S. mehr. Die obige Gleichung gibt: $0{,}05 \cdot 25 \cdot 2{,}99 = 3{,}74$ P.S. Demnach würde der Mehrbetrag an Reibungswiderständen während des Arbeitens 2,8 P.S. betragen, was nicht überrascht.

Über den Arbeitsbetrag der Durchschnitte hat E. Hartig Versuche angestellt[1]) und aus den Ergebnissen die Gleichung abgeleitet:

$$N = N_0 + 3{,}71 \cdot F \cdot a \quad \ldots \ldots \quad (132)$$

in welcher N das Gesamt-Arbeitserfordernis in Pferdekräften, N_0 dasjenige für den Leergang, F die stündlich erzeugte Schnittfläche in Quadratmetern und a eine Wertziffer bedeutet, welche für Eisenblech bei $\delta = 4$ bis 55 mm Blechdicke

$$a = 0{,}25 + 0{,}0145 \cdot d \quad \ldots \ldots \quad (133)$$

betragen soll.

Es ist demnach[2])

Größte Blechdicke . . .	δ	=	10	20	30	40
Zahl der minutlichen Schnitte		=	10	9,2	8,3	7,5
Leergangsarbeit	N_0	=	0,16	0,32	0,55	0,82
	a	=	0,395	0,540	0,685	0,830

[1]) Versuche über Leistung u. Arbeitsverbrauch d. Werkzeugmasch., Leipzig 1873.

[2]) Karmarsch-Hartig, Handbuch d. mech. Technologie, 5. Aufl., Bd. 1, S. 260, Hannover 1875.

III. Teil.

Schmiedemaschinen.

I. Allgemeines.

Es sind die Maschinenarten, welche die Bearbeitung der Metalle auf Grund der Bildsamkeit der letzteren bewirken, sehr zahlreich. Nach dem Plan des vorliegenden Buches sollen nur einige von ihnen hier behandelt werden, nämlich die Hämmer, Schmiedepressen, Nietmaschinen, Biege-, Richt-, Krämp- und Kümpelmaschinen, während die Blech- und Stabwalzen, Drahtziehmaschinen, Maschinen zum Fertigen der Röhren, Nägel, Nadeln, Ketten, Draht- und Dünnblechwaren, sogenannte Kurzwaren und Verwandtes nicht erörtert werden sollen.

Die Grundlagen für eine rechnerische Behandlung der vorliegenden Werkzeugmaschinen sind bisher weniger entwickelt als diejenigen der spanabhebenden Werkzeugmaschinen, sowie der Scheren und Durchschnitte. Es sind die Gesetze der Bildsamkeit bisher nur wenig durchforscht; für die mechanischen Versuchsanstalten der technischen Hochschulen bieten sie ein großes, fast jungfräuliches Feld. Möge es fleißig beackert werden!

Weil z. Z. die Gesetze, nach welchen in bildsamen Stoffen die kleinsten Teile sich gegensätzlich verschieben lassen, noch wenig bekannt sind, verzichte ich auf den Versuch einer allgemeinen Behandlung der hier in Rede stehenden Maschinen und ziehe statt dessen vor, sie in fünf Gruppen: Hämmer, Schmiedepressen, Nietmaschinen, Biege- und Richtmaschinen, Krämp- und Kümpelmaschinen zerlegt zu erörtern.

Es müssen die mittels dieser Maschinen zu bearbeitenden Metalle ein ziemliches Fließungsvermögen besitzen, so daß möglich wird, ihre Teilchen in erheblichem Grade gegeneinander zu verschieben, ohne hierdurch eine Trennung herbeizuführen. Man findet diese Eigenschaft bei dem Blei, Zinn, Zink und manchen Legierungen dieser Metalle, dem Kupfer und kupferreichen Legierungen und dem schmiedbaren Eisen. Letzteres ist das bei weitem vorherrschende Metall und soll deshalb fast ausschließlich den folgenden Erörterungen zugrunde gelegt werden.

Man kann die Teilchen eines Werkstücks durch Zug oder durch Druck gegeneinander verschieben. Ersteres Verfahren führt leicht zu einer Trennung, zum Bruch, letzteres hindert in der Druckrichtung die Trennung und erleichtert deshalb die beabsichtigte Umgestaltungsweise. Es wirken daher die vorliegenden Maschinen ausnahmslos drückend, während Zugkräfte nur



mittelbar (z. B. bei dem Biegen, aber auch bei dem Stauchen) auf das Werkstück einwirken.

Demgemäß würde erwünscht sein, die Druckfestigkeit der bildsamen Metalle zu kennen. Sie ist jedoch — aus Gründen, deren Erörterung nicht hierher gehört — nur wenig untersucht, weshalb man die bekanntere Reißfestigkeit, da sie bei schmiedbaren Metallen der Druckfestigkeit sehr nahe zu stehen scheint, an Stelle der letzteren zum Vergleiche heranzuziehen pflegt. Es ist das für den Entwurf der Werkzeugmaschinen um so eher zulässig, als diejenige Festigkeit, welche mittels der Prüfmaschine gewonnen wird, nicht ohne weiteres den Widerstand darstellt, welchen die Werkzeuge zu überwinden haben. Letzterer ist wegen verschiedener Nebenumstände größer als erstere, oft ganz erheblich größer.

Die Festigkeit des schmiedbaren Eisens schwankt zwischen 35 und 60 kg für 1 qmm, überschreitet wenigstens diese Grenzen selten, wenn das Eisen nicht erwärmt und weder durch Schlag oder Druck, noch durch plötzliches Abkühlen gehärtet ist. Die Festigkeit, oder was im vorliegenden Falle dasselbe ist, die Härte des Eisens nimmt im allgemeinen mit dem Kohlenstoffgehalt zu. Das weichere, Schmiedeeisen genannte, Eisen enthält 0,05 % bis etwa 0,4 % Kohlenstoff mit 35 bis 40 kg Festigkeit für 1 qmm. Eisen mit 0,5 % bis höchstens 1,5 % Kohlenstoffgehalt wird Stahl genannt und ist fester oder härter als das Schmiedeeisen. Außer dem Kohlenstoff beeinflussen andere Beimengungen (Silicium, Mangan u. a.) die Härte des Eisens.

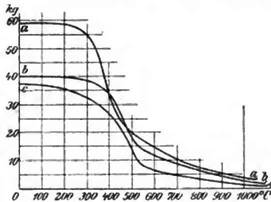


Fig. 1165.

Die Druckfestigkeit des Kupfers ist derjenigen des weichen schmiedbaren Eisens etwa gleich.

Um die Widerstände, welche die Werkzeuge überwinden müssen, zu mindern, findet meistens eine Erweichung des Eisens durch Erhitzen desselben statt. Es ist die Reißfestigkeit des Eisens bei höheren Temperaturen besonders beobachtet worden von Kollmann[1]) und Howard.[2]) Fig. 1165 stellt nach Kollmann die Festigkeitsabnahme von Bessemereisen mit 0,23 % *C* durch die Linie *aa*, von Feinkorneisen mit 0,12 % *C* durch Linie *bb*, von Schweißeisen mit 0,1 % *C* durch Linie *cc* dar. In wagerechter Richtung sind die Temperaturen, in senkrechter Richtung die zugehörigen Reißfestigkeiten aufgetragen. In gleicher Weise und nach demselben Maßstabe sind in Fig. 1166 vier Linien nach Howards Versuchen gezeichnet. *dd* gehört zu Stahl mit 0,97 % *C* und 0,8 % *Mn*, *ee* zu desgl. mit 0,37 % *C* und 0,7 % *Mn*, *ff* zu desgl. mit 0,09 % *C* und 0,11 % *Mn*, *gg* zu Schweißeisen.

Es verlaufen die Schaulinien in Fig. 1165 von der in Fig. 1166 insofern abweichend, als erstere zwischen 0° und 250° eine ganz geringe Festigkeitsabnahme, letztere aber in demselben Temperaturgebiet zunächst eine geringe

[1]) Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbefleißes 1880, S. 92.
[2]) Z. 1891, S. 388.

Abnahme, dann aber eine erhebliche Zunahme der Festigkeit erkennen lassen. Von 250° ab findet in allen der sieben dargestellten Versuchsreihen eine Festigkeitsabnahme statt. Es tritt diese Abnahme besonders bei den Temperaturen hervor, die über 350° liegen. Es betragen die Reißfestigkeiten:

	700° (dunkelrot)	800°	900° (kirschrot)	1000°	1100° (dunkelorange)	0°
nach aa	10,5 kg	7,9 kg	5,4 kg	4 kg	3,2 kg	59 kg
„ bb	9,2 „	6,9 „	4,75 „	2,9 „	2,4 „	40 „
„ cc	6,2 „	4,0 „	2,2 „	1,5 „	1,2 „	37,5 „
„ dd	39 „	23 „	12 „	—	—	109 „
„ ee	20 „	13 „	—	—	—	62 „
„ ff	11 „	—	—	—	—	39 „
„ gg	9 „	4 „	—	—	—	33 „

Diese Zahlen lassen sich, wie weiter oben bereits gesagt, nicht unmittelbar verwenden. Zunächst wird der Widerstand dadurch vergrößert, daß die von den Werkzeugen getroffenen Flächen an erstere Wärme abgeben und hierdurch härter werden.

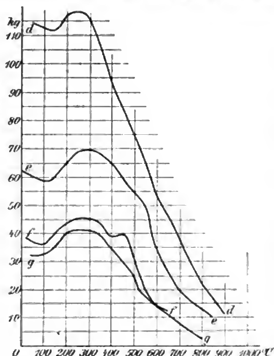


Fig. 1166.

Die in Bearbeitung befindlichen Teile nehmen ferner durch die stattfindende Verdichtung des Gefüges an Widerstandsvermögen zu. Dieser Umstand macht sich besonders fühlbar, wenn die Metalle in unerwärmtem Zustande bearbeitet werden.

Eine gewisse Rolle spielt die Geschwindigkeit, mit welcher die Umgestaltungen vorgenommen werden. Für die Festigkeitsversuche verwendet man regelmäßig sehr kleine Geschwindigkeiten, für die Bearbeitung sind weit größere Geschwindigkeiten gebräuchlich. So erscheint denn selbstverständlich, daß die Widerstände bei der Bearbeitung größer ausfallen, als die bei Festigkeitsversuchen gefundenen Werte betragen.

Endlich aber ist die Art der Bearbeitung von großem Einfluß.

Handelt es sich um die Einwirkung zweier gleichlaufender Flächen von der Größe F (Fig. 1167), so wird der Widerstand bzw. die zu seiner Überwindung erforderliche Kraft P nur um so viel die Festigkeit überragen, als die vorhin angeführten Umstände — Abkühlung durch die Werkzeuge, Verdichtung des Werkstücks, Arbeitsgeschwindigkeit — bedingen. Es bezeichne σ die Druckfestigkeit und α eine Wertziffer, welche die angeführten drei Nebenumstände zum Ausdruck bringt; α ist demnach größer als 1.

Dann läßt sich schreiben:

$$P = \alpha \cdot F \cdot \sigma \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (134)$$

Sind dagegen die angreifenden Flächen — z. B. nach Fig. 1168 — nicht zueinander gleichlaufend, so ist:

$$P = p_1 \sin \beta_1 + p_2 \cdot \sin \beta_2.$$

Da aber nach Gl. 134

$$p_1 = \alpha \cdot f_1 \cdot \sigma; \; p_2 = \alpha \cdot f_2 \, \sigma,$$

also:

$$P = \alpha \cdot \sigma (f_1 \sin \beta_1 + f_2 \sin \beta_2)$$

und ferner die Projektion F dieser Flächen f_1 und f_2 auf eine zur Kraftrichtung P winkelrechte Fläche:

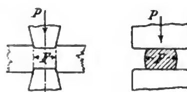


Fig. 1167.

$$F = (f_1 \sin \beta_1 + f_2 \sin \beta_2)$$

ist, so folgt:

$$P = \alpha \cdot F \cdot \sigma \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (134)$$

auch für diesen Fall, d. h. diese Gleichung gilt auch für nicht gleichlaufende Flächen, wenn unter F die Projektion derselben in der Richtung von P verstanden wird.

Bei der durch Fig. 1167 dargestellten Wirkungsweise drücken quer gegen die Richtung von P keine äußeren Kräfte; P hat also nur die innere Reibung des Werkstücks zu überwinden, welche sich dem Ausweichen der Seitenflächen widersetzt.

In dem Falle (Fig. 1169) daß bei diesem Ausweichen der Seitenflächen letztere so gegen Werkzeugsflächen treffen, daß sie an diesen eine bestimmte, von ihrer freien abweichende Gestalt annehmen müssen, tritt hier eine Kraft auf, die jener Kraft P nahe verwandt ist. Es muß auch die innere Reibung überwunden werden, die sich dieser bestimmten Umgestaltung widersetzt, d. h. es muß in der Richtung P — wenn nur in dieser eine tätige Kraft wirkt — etwa mit $2 \cdot \alpha \cdot F \cdot \sigma$ gedrückt werden. Man begreift diesen Satz leichter, wenn man sich die seitliche Ausbildung durch besondere, quer gegen P gerichtete tätige Kräfte stattfindend denkt. Diese würden für die Flächeneinheit mit $\alpha \cdot \sigma$ drücken müssen. Soll dagegen dieser tätige Druck von P mit ausgeübt werden, so tritt zu jenem $\alpha \cdot \sigma$ noch das letztere $\alpha \cdot \sigma$, und die Summe beider ist auf die quer zu P liegende Projektion der tätigen Fläche zu beziehen, da das Werkstück ein fließender — wenn auch sehr schwer fließender — Stoff ist.

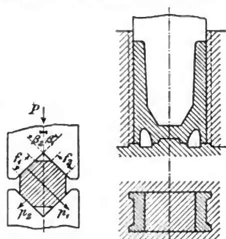


Fig. 1168. Fig. 1169.

Es sind diese wenigen Beispiele angeführt, um zu zeigen, in welchem Sinne die Bearbeitungsart auf die Größe der aufzuwendenden Kraft einwirkt. Die zahllosen von der Gestalt der Werkstücke abhängenden Bearbeitungsweisen fallen mit den durch Fig. 1167 und Fig. 1169 dargestellten zusammen oder liegen zwischen diesen oder überschreiten vereinzelt auch

wohl den letzteren Grenzwert. Für die Bestimmung der Maschinenabmessungen dürfte, wenigstens bis auf weiteres, zweckmäßig sein, die Werte von a, die Verschiedenartigkeit der Bearbeitungsweise und die Festigkeitswertziffern zusammenzufassen, d. h. auszusprechen, welcher Druck für die Flächeneinheit erforderlich ist, um in dem bestimmten Falle die erwartete Wirkung mit Sicherheit zu erzielen. Das soll, so viel mir möglich, bei den einzelnen Maschinenarten geschehen.



Fig. 1170.

Die eigentlichen Werkzeuge gehen zum Teil so in die Maschine über, daß sie mit Maschinenteilen je ein Ganzes bilden. Das ist z. B. der Fall bei manchen Hämmern, bei denen die Hammerbahn und der zugehörige Hammer aus einem Stück geschmiedet ist, bei vielen Biegmaschinen, deren Werkzeuge aus Walzen oder den Kanten von Balken bestehen, bei Stauchmaschinen, deren eigentliche Werkzeuge selbstspannende Zangen sind. Häufiger werden die Werkzeuge an den betreffenden Maschinenteilen auswechselbar befestigt.

In dem ersteren Falle ergibt sich die Beschreibung des Werkzeugs bei Erörterung der betreffenden Maschine von selbst, in letzterem Falle hat das Werkzeug für die Maschine vorwiegend nur insofern Bedeutung, als seine Befestigung an der Maschine in Frage kommt. So ist denn gerechtfertigt, die Beschreibung der Werkzeuge, soweit sie für das vorliegende Buch erforderlich ist, bei Erörterung der einzelnen Maschinengattungen bzw. Maschinen mit zu erledigen.

II. Hämmer.

A. Werkzeuge.

Bei den meisten Hämmern bestehen die wirkenden Teile aus der Hammer- und der Amboßbahn, das sind rechteckige, meist ebene, zuweilen gewölbte oder keilartige Flächen. Sie werden nur bei kleinen Hämmern mit den betreffenden Maschinenteilen aus einem Stück gefertigt. Selbst bei kleineren Hämmern macht man oft, bei großen Hämmern immer die Hammer- und Amboßbahnen auswechselbar und zwar aus folgenden Gründen:

Zunächst veranlaßt hierzu die starke Abnutzung, welche die wirkenden Flächen erfahren. Ferner aber erweitert die Auswechselbarkeit dieser Werkzeuge das Verwendungsbereich der betreffenden Maschine. Für das Strecken der Schmiedestücke in bestimmter Richtung müssen beide Bahnen schmal sein, mindestens aber ist der Hammerbahn eine solche schmale Gestalt zu geben.[1]) Es ist erwünscht, den Querschnitt der Bahnen nach Art der Hammerfinne zu wölben. Dann sind sie aber nur für das Strecken brauchbar. Das Schlichten erfordert ebene Bahnen. Deshalb findet man meistens schmale ebene Bahnen, welche stangenartige Stücke in der Längenrichtung strecken, wenn man diese quer gegen die Hammerbahn legt, und dieselben Werkstücke schlichten, wenn diese so zwischen die Bahnen gelegt werden, daß ihre Längenrichtung mit der Längenrichtung der Bahnen zusammenfällt. Es werden auch Hammer- wie Amboßbahn nach Fig. 1170 zum Teil für das Strecken, zum Teil für das Schlichten geeignet gestaltet.

[1]) Vgl. Herm. Fischer, Allgemeine Grundsätze und Mittel des mechanischen Aufbereitens, Leipzig 1888. S. 302.

Wird für das Strecken eine bestimmte Richtung nicht verlangt, so kann man quadratische Bahnen verwenden, und sind ebene Flächen größerer Breite zu schlichten, so müssen die Bahnen eine große Breite haben. Etwa quadratische (oder runde) Bahnen sind auch für das Schmieden im Gesenk geeigneter als schmale und lange Bahnen. Wenn daher alle diese Arbeiten mit demselben Hammer verrichtet werden sollen, so ergibt sich die Notwendigkeit, die Bahnen auswechselbar zu machen. Es nötigen hierzu aber auch Umstände, welche bei Erörterung der Widerstände zur Sprache kommen werden.

Bei dem Schmieden im Gesenk kann man das Untergesenk auf die Amboßbahn legen, dann das Werkstück an seinen Ort bringen, ferner dem Obergesenk die richtige Lage geben und endlich den Hammer auf dieses schlagen lassen. Dieses Verfahren ermöglicht, ein und denselben Hammer in raschem Wechsel für sehr verschiedene Gesenke zu verwenden, führt aber die große Unzuträglichkeit mit sich, daß die Schlagwirkung durch den Stoß der harten Hammerbahn auf das harte Obergesenk für den eigentlichen Zweck erheblich abgeschwächt wird: ein großer Teil der Schlagwirkung dient zur allmählichen Zerstörung des Obergesenkes, nur der Rest zur Umgestaltung des Werkstückes.

Man zieht daher vor, statt der Hammerbahn das Obergesenk mit dem Hammer zu verbinden, und zwar dann, wenn man mit ein und demselben Gesenk längere Zeit arbeiten kann, wenn eine große Zahl gleicher Werkstücke in das Gesenk zu schlagen ist.

Dann müssen Unter- und Obergesenk so befestigt werden, daß sie genau aufeinander passen; es ist gleichzeitig eine genaue Führung des Hammers nötig, damit derselbe sich nur in bestimmter Bahn bewegen kann. Ersteres verlangt Einstellbarkeiten für die Gesenke, letzteres Nachstellbarkeit der Hammerführungen, also Einrichtungen, welche bei den mit ebener Bahn arbeitenden Hämmern von geringer Bedeutung oder überflüssig sind. Man wird sie weiter unten in Beispielen finden.

Wegen der heftigen Stöße, welche diese Werkzeuge in der Schlagrichtung erfahren, ist die Berührungsfläche zwischen ihnen einerseits und dem Hammer wie dem Amboß anderseits möglichst groß zu machen, es müssen die miteinander verbundenen Dinge sich längs den ganzen, einander gegenüberliegenden Flächen möglichst gleichförmig berühren. Das erreicht man durch genaues Zusammenpassen der Flächen, bzw. genaues Ebnen derselben. Man findet aber auch Einlagen von Pappe und Leder — die vorher gut durchweicht waren und vor Ingebrauchnahme des Hammers trocknen müssen — oder von Metall, welches man in geschmolzenem Zustande zwischen die Flächen bringt.

Bei dem Schmieden im Gesenk bedarf es zuweilen besonderer Mittel, um das Werkstück vom Gesenk frei zu machen. Werden die Gesenke lose auf den Amboß gestellt, so bewirkt man das Ausstoßen der Werkstücke wohl durch Dorne, welche — nachdem das Gesenk umgewendet ist — durch geeignete Öffnungen der Gesenksohle eingetrieben werden. Dieses Ausstoßen nimmt weniger Zeit in Anspruch, wenn man den Dorn in seiner Öffnung beläßt, ihn auf das eine Ende eines doppelarmigen Hebels stützt, dessen anderes Ende seitlich hervorragt, und, nachdem die Bearbeitung vollzogen ist, mit einem Hammer auf das frei herausragende Ende des Hebels schlägt. Dieser Hebel wird in dem Gesenk selbst gelagert — dann

kommt er für den Entwurf der Schmiedemaschine nicht in Frage — oder in dem das Gesenk tragenden Unteramboß. In letzterem Falle ist der Unteramboß geeignet auszugestalten. Es handelt sich dann regelmäßig um die Bearbeitung einer größeren Zahl gleichartiger Werkstücke, so daß es sich lohnt, die Einrichtung dem besondern Zweck entsprechend auszubilden. Als allgemeiner Gesichtspunkt sei hervorgehoben, daß das Gelenk, welches den doppelarmigen Hebel zu stützen hat, derb widerstandsfähig sein muß, da die zur Betätigung des Dornes ausgeführten Schläge oft sehr wuchtig ausfallen.

Zu den Werkzeugen lassen sich noch die Mittel rechnen, welche das Vorlegen und Wegräumen der Werkstücke fördern sollen.

Kleinere Werkstücke betätigt man mittels der Hand und zwar stehend oder sitzend. In ersterem Falle wird die Amboßbahn 800 bis 1000 mm hoch gelegt, in letzterem zuweilen nur 600 mm. Der Arbeiter sitzt auf einem nachgiebig aufgehängten Brett, so daß er mittels der auf den Boden gestemmten Füße seinen Ort in erforderlichem Grade ändern kann. Die erhitzten Werkstücke werden ihm zugereicht, und die bearbeiteten legt er zur Seite. Dieses Verfahren gewährt eine gute Ausnutzung des Hammers, ist aber nur zweckmäßig, wenn größere Mengen gleichartiger Stücke zu bearbeiten sind.

Bei größeren Werkstücken steht der Arbeiter regelmäßig. Es wird, wenn das erforderliche Wenden der Werkstücke zu große Kraftanstrengungen erfordert, eine Hebevorrichtung, nach Umständen ein Kran zu Hilfe genommen. Da nun durch den Schlag des Hammers nicht allein die Hammerbahn, sondern auch die Amboßbahn in das Werkstück eindringt, so senkt sich das Werkstück bei jedem Hammerschlage, so daß die Hebevorrichtung in gewissem Grade nachgiebig sein muß.

In Rücksichtnahme auf bequeme Handhabung des Werkstücks stützt man dieses fast ausnahmslos nur an einer Seite und legt die gestützte Stelle in eine endlose Kette, die von einer an der Hebevorrichtung gelagerten Rolle getragen wird. Das Wenden der Stücke geschieht mit Hilfe eines Querstücks, zuweilen auch — bei ganz schweren Gegenständen — durch eine um das Werkstück gewickelte Kette, deren freies Ende durch eine Hebevorrichtung emporgezogen wird.

Man nimmt auch für das Wenden größerer Werkstücke einen Handhebel *a b* (Fig. 1171) zu Hilfe, indem dessen kürzeres Ende *b* unter das Werkstück geschoben wird, während der Arbeiter an das längere Ende *a* greift. Der Drehbolzen des Hebels *a b* steckt in einem Bügel *c*, der einer Tragstange *d* durch einen Wirbel angelenkt ist. Man findet zuweilen nur solche Handhebel, die mittels der Stange *d* in verschiedene Höhenlagen gebracht werden können, für vorliegenden Zweck im Gebrauch; sie dienen auch zum Heran- und Fortschaffen, indem *d* an einer auf geeignet angebrachter Schiene beweglichen Katze hängt.

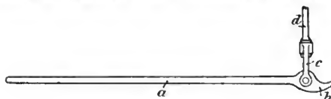


Fig. 1171.

Die vorstehend angedeuteten Vorrichtungen werden bisher nur ausnahmsweise dem Bau des Hammers unmittelbar eingefügt, so daß ihre Erwähnung genügen möge.

B. Zu überwindende Widerstände, Größe der Hammerbahnen und der aufzuwendenden Arbeit.

Das Umgestalten der Metalle auf Grund deren Bildsamkeit erfordert fast immer große Kräfte. So lange nur die Menschenkraft in Frage kommt, benutzt man für den vorliegenden Zweck, um diese entsprechend zu vergrößern, als Kraftübersetzer eine Masse, welche längs eines größeren Weges unter dem Einflusse der geringen Menschenkraft eine solche Beschleunigung erfährt, daß sie längs eines kleinen Weges einen großen Widerstand zu überwinden vermag. Die Masse wird mit einem Stiel oder Helm versehen, um den Weg, längs dessen die Aufspeicherung der Arbeit stattfindet, recht groß zu machen. Dieses Hammer genannte Werkzeug ist als Handwerkszeug bekanntlich allgemein im Gebrauch; es ist einer der gebräuchlichsten Übersetzer der Menschenkraft.

Der Hammer wirkt längs kleinen Weges auf das Werkstück, seine Wirkung erfolgt aber auch innerhalb sehr kurzer Zeit. Es wurde beobachtet,[1]) daß die Berührungsdauer zwischen der Hammerbahn und der Amboßfläche — wenn also zwischen beiden sich kein Werkstück befand — bei 76 mm sekundlicher Geschwindigkeit des auftreffenden Hammers nur 0,0003 Sekunden, bei 3,73 bis 4,57 m sekundlicher Geschwindigkeit aber nur 0,000 08 Sekunden betrug. Ein Werkstück, dessen Härte derjenigen des Amboß gleicht, wird ebensokurze Zeit von dem Hammer berührt werden wie der nackte Amboß, ein weicheres längere Zeit. Wäre diese Zeit 50 mal so groß und betrüge das Eindringen des Hammers nur 5 mm, so würde — bei 4 m Geschwindigkeit des auftreffenden Hammers — die mittlere sekundliche Eindringungsgeschwindigkeit etwa 1,250 m betragen. Daraus folgt ohne weiteres, daß der Widerstand, dem der Hammer begegnet, viel größer sein muß, als die Festigkeit des Werkstücks beträgt.

Die einzige mir bekannte genauere Beobachtung[2]) dieses Widerstandes bestätigt das.

Clarinval verwendete für seine Versuche einen sogenannten Daumenhammer, bei welchem der Bär, d. i. der zum Aufspeichern der Arbeit dienende Eisenblock in lotrechten Bahnen geführt wurde. Er berechnete die aufgespeicherte Kraft aus der Fallhöhe h und dem Bärgewicht G und maß die Eindringungstiefe, welche eine Zahl von Schlägen hervorbrachte. Aus den Versuchen geht hervor, daß der Widerstand k für 1 qmm Fläche

bei sehr heißem Schmiedeeisen rund 16 kg,
bei kirschrot heißem Schmiedeeisen „ 30 „

betrug.

Es ist das für die Versuche benutzte Eisen als Schweißeisen bezeichnet; man kann deshalb annehmen, daß der Widerstand rund das zehnfache dessen, was man Festigkeit zu nennen pflegt, betrug.

Es lassen sich die Zahlen für die Berechnung der Hammerbahngrößen benutzen, wenn der Betrag der aufgespeicherten Arbeit bekannt ist, und umgekehrt; ebenso für die Größe der aufzuspeichernden Arbeit, wenn die

---

[1]) Dingl. polyt. Journ. 1885, Bd. 257, S. 263.

[2]) Clarinval, Annales des Mines, 5. Reihe, Bd. XVII, 1. Lieferung 1860. Auszüglich: Zivilingenieur 1861, S. 87, mit Abb.

Projektion der durch den Schlag des Hammers, oder eines mit ihm verbundenen Obergesenks gegeben ist.

Die im Bär aufgespeicherte Arbeit läßt sich ausdrücken durch:

$$A = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (135)$$

wenn G das Gewicht der bewegten Masse in Kilogramm, g die Beschleunigung des freien Falles (9,81 m), v die Geschwindigkeit der bewegten Masse in dem Augenblick, wo das Werkstück getroffen wird, in Meter sekundlich und A die Arbeit in Kilogrammetern bezeichnet. Für den vorliegenden Zweck ist genau genug zu schreiben:

$$A = 0{,}05 \cdot G \cdot v^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (136)$$

Wird die aufgespeicherte Arbeit lediglich durch freies Herabfallen des Gewichts G längs der Höhe h hervorgebracht, so ist A einfacher zu gewinnen durch:

$$A = G \cdot h \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (137)$$

Bezeichnet man wie bisher mit F die Projektion der wirkenden Fläche in der Kraftrichtung in Quadratmillimetern, mit k den Widerstand für 1 qmm von F und mit e die Eindringungstiefe für jeden Schlag in Millimetern, so ist die zu überwindende Arbeit $= F \cdot k \cdot \frac{e}{1000}$ also:

$$0{,}05 \cdot G \cdot v^2 = 0{,}001 \cdot F \cdot k \cdot e \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (138)$$

$$G \cdot v^2 = 0{,}02 \cdot F \cdot k \cdot e$$

$$F = 50 \cdot \frac{G \cdot v^2}{k \cdot e} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (139)$$

und ebenso:

$$G \cdot h = 0{,}001 \cdot F \cdot k \cdot e \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (140)$$

$$F = 1000 \cdot \frac{G \cdot h}{k \cdot e} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (141)$$

Handelt es sich z. B. darum, mittels eines frei herabfallenden Hammers stark erhitztes Schweißeisen zu strecken, und verlangt man für jeden Schlag die Eindringungstiefe $e = 5$ mm, so beträgt die zulässige Größe von F:

$$F = 1000 \cdot \frac{G \cdot h}{16 \cdot 5} = 12{,}5 \cdot G \cdot h.$$

Fragt man, welchen Betrag $G \cdot h$ eines Fallhammers haben muß, um einen vorgeschmiedeten und dabei bis zur Kirschrothitze abgekühlten Gegenstand von F qmm Grundfläche in ein Gesenk zu schlagen, wenn das Verdrängen längs dieser Fläche im Mittel $e = 2$ mm beträgt, so erhält man nach Gl. 140:

$$G \cdot h = 0{,}001 \cdot F \cdot 30 \cdot 2 = 0{,}06 \cdot F,$$

wenn ein seitliches Ausbilden des Werkstücks eine besondere Rolle nicht spielt.

Jedenfalls gewährt dieses Rechnungsverfahren einen sichern Anhalt, wenn man k, entsprechend der Art des Eisens, seines Erwärmungsgrades und unter Berücksichtigung etwa verlangter, bestimmter seitlicher Ausbildung wählt.

Nach einer Faustregel rechnet man für jedes Kilogramm des Bärgewichtes 0,5 bis 1 qcm Hammerbahn.

Für die Bestimmung der Abmessungen eines Maschinenhammers ist nun genauere Kenntnis des Widerstandes viel weniger wichtig als bei den meisten der später zu erörternden Maschinen. Die aufgespeicherte Arbeit wird zur Überwindung des Widerstandes $k \cdot F$ längs eines Weges e benutzt. Wenn daher k größer ausfällt als angenommen, so gleicht sich dieser Fehler selbsttätig dadurch aus, daß e kleiner wird, als man beabsichtigte; es ist also nur nötig, eine größere Schlagzahl anzuwenden, um die verlangte Gesamteindringungstiefe zu erlangen. Dieser Umstand erklärt zum Teil die große Beliebtheit des Hammers gegenüber anderen Maschinen.

Man verlangt jedoch nicht allein die äußere Gestaltsänderung des Werkstücks, sondern — mindestens in den meisten Fällen — das Eindringen der Wirkung in das Innere des Werkstücks. Da unter der Einwirkung des Druckes eine Verdichtung des Gefüges stattfindet, so erfolgt diese Verdichtung bei Verwendung leichter Schläge, die nur auf geringe Tiefe eindringen, nur in der Nähe der Oberfläche, erzeugt hier quer zur Richtung des Schlages Druckspannung und durch diese Zugspannungen im Innern des Werkstücks. Diese entgegengesetzten Spannungen erschweren die spätere Bearbeitung der Werkstücke durch Spanabheben (S. 60) und mindern die Gebrauchsfestigkeit. Will man durch Schmieden das Gefüge eines Werkstücks verbessern, so muß man sich verhältnismäßig schwerer Hämmer bedienen, und handelt es sich um das Verschweißen zweier Stücke, so darf der Hammer nicht zu leicht sein, weil andernfalls die Schlacke in ungenügendem Grade verdrängt wird. Ich kenne jedoch keine allgemeine und zutreffende Regel für die Bestimmung der Größe des Hammers für diesen Zweck.

C. Helmhämmer.

Von dem mit Stiel oder Helm versehenen Handhammer ausgehend, hat man zunächst auch Maschinen-Helmhämmer gebaut.[1]) Für besondere Zwecke werden solche Helmhämmer noch heute hergestellt. Dahin gehören die Wipphämmer,[2]) das sind Helmhämmer, welche durch eine Feder gehoben und durch die Hand oder den Fuß nach unten geschnellt werden. Fig. 1172 stellt einen solchen für das „Zuschlagen" bestimmten Hammer schaubildlich dar. a bezeichnet die gußeiserne Stütze der Amboßbahn b. An einem mit a fest verbundenen Arm ist der Helm des Hammers h durch zwei Zapfen drehbar gelagert. Der Helm enthält zwei Arme, die sich auf die einstellbaren Federn f stützen, so daß im Ruhezustande der Hammer die gezeichnete Lage hat.

An das über die Zapfen hinausragende Schwanzende des Helms greift die einstellbare Stange c und diese ist mit dem doppelarmigen Hebel de so verbunden, daß der Hammer h sich gegen den Amboß b bewegt, wenn mit entsprechender Kraft auf das Hebelende e getreten wird. Es ist der

[1]) Vgl. Besson, Theatr. instrumentorum machinarum. Lugdun. 1578, Blatt 12.

[2]) Holtzapffel, Turning and mech. manipulation 1846, Bd. II, S. 962, mit Abb. Prakt. Masch.-Konstr. 1887, S. 222, mit Abb. Z. 1887, S. 467, mit Abb. Dingl. polyt. Journ. 1891, Bd. 231, S. 272, mit Abb. Gustav Hermann, Die Mechanik der Zwischen- und Arbeitsmaschinen, Braunschweig 1901, S. 1242, mit Abb.

Hammer auch mit einem seitlich vorspringenden Handgriff *g* versehen, welcher benutzt wird, um ihn mittels der Hand nach unten zu schnellen, oder zur Unterstützung des Fußtrittes, wenn recht kräftige Schläge hervorgebracht werden sollen. Sowohl die Hammerbahn als auch die Bahn *b* des Amboß ist auswechselbar, um nach Bedarf solche anderer Größe oder anderer Gestalt verwenden zu können. Der eigentliche Hammer wiegt etwa 10 kg.

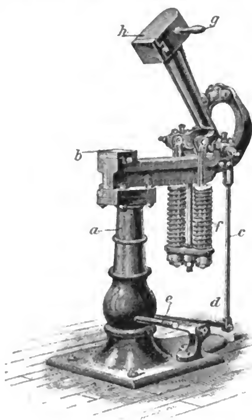


Fig. 1172.

Die Lager der zwei Zapfen, welche dem Helmhammer die erforderliche Stützung und Führung gewähren, können nun verstellbar angeordnet werden, und zwar so, daß die Schwingungsebene des Hammers außer lotrecht auch wagerecht und unter irgend einem Winkel geneigt sein kann und das Werkstück in verschiedenen Richtungen zu treffen ist. Das hat für große, sperrige, schwer zu wendende Werkstücke Wert. Man ersetzt ferner die Menschenkraft durch Dampfkraft und erhält so einen anscheinend sehr verwendungsfähigen Dampfzuschläger. Es scheint derselbe jedoch wenig Beifall zu finden, weshalb ich mich mit der Anführung einiger Quellen begnüge.[1])

Die Helmhämmer sind mit dem schwerwiegenden Fehler behaftet, daß die Bahnen von Hammer und Amboß nur bei einer bestimmten Werkstückdicke gleichlaufen. Um die entstehenden Flächen stets zueinander gleichlaufend, bzw. in bestimmter Richtung zueinander zu erhalten, muß die Bahn des Hammers eine geradlinige sein, zu welchem Zweck man den Hammer, der dann fast immer Bär genannt wird, in geraden Gleisen führt. Man kann die hierher gehörenden Maschinenhämmer zusammenfassen unter dem Namen:

D. Gleishämmer.

1. Der Bär wird gehoben und fällt dann frei herab.

a) Man läßt den Bär zuweilen durch Daumen heben, die an einer kreisenden Welle sitzen, so wie bei Stampfwerken gebräuchlich. Solche Daumenhämmer kommen jetzt selten vor. Ihre Anordnung erinnert häufig unmittelbar an die Stampf- oder Pochwerke.[2]) W. H. Robertson in

---

[1]) R. R. Werner, Z. 1866, S. 521, mit Abb. Dingl. polyt. Journ. 1872, Bd. 206, S. 251, mit Abb.; 1873, Bd. 210, S. 6, mit Abb.; 1889, Bd. 272, S. 573, mit Abb. Z. f. W., Okt. 1897, S. 19, mit Abb.

[2]) Gustav Hermann, Mechanik der Zwischen- und Arbeitsmaschinen. Braunschweig 1901, S. 1268, mit Abb.

Chicago[1]) legt die Daumenwelle quer durch den Amboß und versieht sie links und rechts mit je einem Daumen, die gemeinsam auf den Bär wirken.

Um die Schlagstärke zu vergrößern, werden Federn oder Puffer über dem Bär angebracht, so daß dieser, während er gehoben wird, die letzteren spannt, welche nach dem Abgleiten des Daumens die Beschleunigung des Bärs fördern.[2])

Der Vorschlag, den Bär mittels einer endlosen Kette[3]) zu heben, möge hier nur erwähnt werden.

b) Vielfach verwendet man ein Seil oder einen Riemen, um den Bär zu heben.

Nellinger legte[4]) das am Bär befestigte Seil über eine Rolle und ließ den Arbeiter am freien Ende des Seiles ziehen. Die Anordnung gleicht also der gewöhnlichen Handramme.

Die Fig. 1173, 1174 und 1175 zeigen einen solchen Hammer in lotrechtem Schnitt, Vorderansicht und wagerechtem Schnitt. Als Amboß dient ein schwerer Gußeisenklotz *a*, der gleichzeitig den Fuß der Maschine bildet. In ihm sind zwei schmiedeeiserne, im Querschnitt quadratische Stangen *c* befestigt, die den Bär *b* geradlinig führen. An den oberen Enden sind die Stangen durch zwei Flacheisen *d* miteinander verbunden, und diese enthalten rechtwinklig nach oben gebogene Ausläufer, in deren Augen die Zapfen der Seilrolle *e* gelagert sind. Hammer- wie Amboßbahn sind auswechselbar; sie werden durch schwalbenschwanzförmige Ansätze und Keile befestigt.

Fig. 1174.

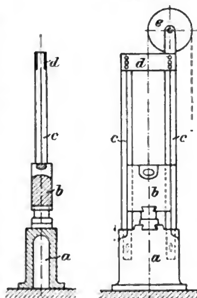


Fig. 1173.

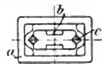


Fig. 1175.

Der rechts von Fig. 1174 neben der Maschine stehende Arbeiter zieht am Seil, um den Bär zu heben, und läßt dann das Seil los, um den Schlag herbeizuführen.

Man hat das Band an einer Kurbel befestigt, welche durch ein Klinkwerk von der angetriebenen Welle mitgenommen wird, wenn das Band gezogen wird. Hat aber die Kurbel gegenüber dem Band den toten Punkt überschritten, so löst sich die Klinke und die Kurbel eilt unter dem Einfluß des fallenden Bärs vor.[5])

Es läßt sich das Seil oder an dessen Stelle ein flaches Band, ein Riemen, mittels einer Winde anziehen, sei es, um schwerere Bären auf größere Höhen zu heben, sei es, um auf die Menschenkraft verzichten zu

---

[1]) The Iron Age, 18. August 1892, S. 277, mit Schaubild.

[2]) Dingl. polyt. Journ. 1852, Bd. 123, S. 336, mit Abb. Mitteil. d. Gewerbever. f. Hannover 1858, S. 356, mit Abb. Zivilingenieur 1861, Bd. VII, S. 87, mit Abb.

[3]) Prakt. Masch.-Konstr. 1885, S. 355, mit Abb.

[4]) Dingl. polyt. Journ. 1843, Bd. 90, S. 8, mit Abb.

[5]) Dingl. polyt. Journ. 1878, Bd. 272, S. 526, mit Abb. Z. 1897, S. 18, mit Abb.

können. Das Band wird dabei auf die Trommel der Winde gewickelt, weshalb diese Hämmer wohl Wickelhämmer genannt werden.[1])

Es unterscheiden sich die Anordnungen zunächst dadurch voneinander, daß bei den einen die zum Aufwickeln des Bandes dienende Rolle über dem Bär, bei den andern seitwärts liegt, so daß über dem Bär, wie in Fig. 1174 angegeben, nur eine Leitrolle angebracht ist. Das ist unwesentlich.

Wichtig dagegen ist das Verfahren, nach welchem die Wickelrolle mit der Antriebswelle gekuppelt und von ihr gelöst wird.

Klauenkupplungen und Klinken eignen sich für das Lösen vortrefflich; sie taugen aber nicht für das Kuppeln, weil sie der Wickelrolle und dem Bär plötzlich die Annahme der vollen Geschwindigkeit zumuten. Es entstehen infolgedessen heftige Stöße oder auch — wenn der die Antriebswelle drehende Riemen nicht in genügendem Grade zu gleiten vermag — Brüche. Gerade so wie bei dem Kehrbetrieb der Tischhobelmaschinen (S. 199) ist ein Gleiten zwischen den antreibenden Teilen und der zu betätigenden Masse nötig, um letzterer allmählich die verlangte Geschwindigkeit (0,80 m bis 1,2 m sekundlich) zu geben, wenn auch die Elastizität des zum Heben des Bärs dienenden Bandes mildernd auf den Stoß wirkt. Künne (s. vor. Quelle) verwendet den durch Fig. 1176 im Grundriß und lotrechten Schnitt dargestellten Reibantrieb. *a* ist die Wickeltrommel, die sich um den Bolzen *b* frei zu drehen vermag; mit ihr sind zwei Räder fest verbunden, die den Rändern *c c* der sich stetig drehenden, antreibenden Welle *d* gegenüber liegen. Drückt man nun durch Querverschiebung des Bolzens *b* die Ränder von *a* gegen die Ränder *c*, so suchen letztere die Wickelrolle *a* zu drehen. Bei genügender Stärke des Andrucks steigert sich die Drehgeschwindigkeit von *a* unter fortwährendem Gleiten der Reibrollen und ebenso die Geschwindigkeit des emporsteigenden Bärs, bis die volle Geschwindigkeit erreicht ist und das Gleiten der Reibrollen aufhört. Wird, nachdem die verlangte Hubhöhe des Bärs erreicht ist, *a* ein wenig zurückgezogen, so fällt der Bär, indem er das Band mitnimmt und die Rolle *a* in umgekehrter Richtung dreht, nach unten, um den Schlag zu vollziehen. Eine Backenbremse *e* kann zur Milderung der Schlagstärke und ein an *a* festes Sperrrad *f* durch Einlegen einer Klinke zum Festhalten des Bärs in erhobener Lage benutzt werden. Das zu dem Antrieb gehörige Bärgewicht beträgt 75 kg.

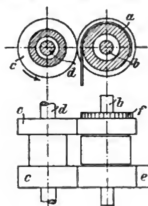


Fig. 1176.

Es ist der erforderliche Andruck der Rolle *a* gegen die Ränder *c* ein

[1]) Alb. Künne, Z. 1870, S. 751, mit Abb. Stiles & Parker, Dingl. polyt. Journ. 1872, Bd. 205, S. 23, mit Abb. Arzener Maschinenfabrik, Z. 1882, S. 92, D.R.P. No. 11354 u. 21546. Dingl. polyt. Journ. 1883, Bd. 248, S. 489, mit Abb. Z. 1887, S. 469, mit Abb. Massey, Dingl. polyt. Journ. 1884, Bd. 252, S. 272, mit Abb. Wilmotte, Dingl. polyt. Journ. 1887, Bd. 265, S. 579, mit Abb.; D.R.P. No. 35405. Hammesfahr, Dingl. polyt. Journ. 1893, Bd. 290, S. 275, mit Abb.; D.R.P. No. 44826. Moosberg & Co., American Machinist, 16. Mai 1895, S. 384, mit Schaubild. Otto Boben, Z. f. W., April 1898, S. 201, mit Abb.; D.R.P. No. 96022. Hartkopf, Z. f. W., Juli 1898, S. 327, mit Abb.; D.R.P. No. 97587.

sehr beträchtlicher, die Berührungsflächen sind kleine, weshalb eine starke und zwar ungleichmäßige Abnutzung der Reibrollenflächen eintreten muß. Es ist daher zweckmäßig, Kupplungen zu verwenden, welche sich in größerer Fläche berühren. Die Ärzener Maschinenfabrik[1]) benutzt Kegelkupplungen. Es ist die betreffende Einrichtung so getroffen, daß die Wickelrolle, so lange sich der Bär hebt, die Kupplung selbsttätig löst, wenn nicht der Arbeiter den betreffenden Steuerhebel so lange nach oben bewegt, wie der Bär emporsteigen soll. Wird der Steuerhebel nicht mehr gehoben, so kommt der Bär in Ruhe. Er kann aber nicht fallen, weil, sobald sich die Wickelrolle in andrer Richtung dreht, die Kupplungsteile sich wieder einander nähern. Das Fallen des Bärs fordert das Hinabbewegen des Steuerhebels. Hieraus folgt die vorzügliche Steuerbarkeit des Hammers. Der Arbeiter hebt und senkt den Steuerhebel so, wie der Bär sich heben und senken soll; bewegt der Arbeiter den Steuerhebel rasch nach unten, so erfolgt ein heftiger Schlag, bewegt er ihn langsam abwärts, so fällt der Bär entsprechend langsam. Der sehr sinnreiche Antrieb leidet nur an dem Fehler, in seiner Bauart recht verwickelt zu sein.

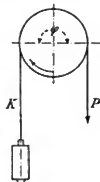


Fig. 1177.

Bei einer ferneren Gruppe der hierher gehörenden Hämmer liegt der zum Heben des Bärs G (Fig. 1177) bestimmte Riemen auf einer sich stetig drehenden Riemenrolle. Zieht man an dem freien Ende des Riemens genügend kräftig, so entsteht zwischen Riemen und Rolle eine solche Reibung, daß der Bär gehoben wird; läßt man darauf das Riemenende los, so fällt der Bär nach unten.[2]) Man nennt sie Riemenreibhämmer.

Bekanntlich entsteht, wenn ein Riemen eine kreisende Rolle im Bogen φ umfaßt und die Reibungswertziffer mit f bezeichnet wird, zwischen der Kraft P im ablaufenden, zur Kraft K im auflaufenden Riementrumm die Beziehung:

$$K = P \cdot e^{f\varphi} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (142)$$

in welcher e die Basis der natürlichen Logarithmen (2,718 281 828) bedeutet. Es sei bemerkt, daß die auf den Riemen wirkende Schleuderkraft in obigem Ausdruck vernachlässigt ist.

Bei den Riemen der Triebwerke rechnet man wohl — wenn φ etwa zwei rechte Winkel mißt — $e^{f\varphi}$ zu 2,4. Das entspricht der Reibungswertziffer $f = \sim 0{,}28$. Es wird diese niedrige Ziffer der Rechnung zugrunde gelegt, um sicher zu gehen. Das kommt hier nicht in Frage, weil nötigenfalls der Arbeiter kräftiger ziehen kann. Die Reibungswertziffer für trockenes Leder auf Gußeisen wird sonst zu 0,56 angegeben. Führt man diesen Wert ein, so erhält man $e^{f\varphi} = 5{,}8$. In einem Schreiben von Koch & Co., Maschinenfabrik, ist mir mitgeteilt, daß bei einem warm gewordenen und sehr geschmeidigen, gut eingelaufenen Riemen die Zugkraft P gleich 3% vom Bärgewicht G genüge, ja unter besonders günstigen Umständen P nur den Betrag von 1% des Bärgewichts zu haben brauche! Bei

[1]) D.R.P. No. 11 354 u. 21 546. Dingl. polyt. Journ. 1881, Bd. 239, S. 83; 1883, Bd. 248, S. 489, mit Abb. Z. 1882, S. 93, mit Abb.

[2]) Vaughan, Dingl. polyt. Journ. 1858, Bd. 147, S. 255, mit Abb.

$P = 0{,}03\,K$ würde, beiläufig erwähnt, nach Gl. 142 die Reibungswertziffer f schon $= 1{,}12$ sein.

Faßt man diese Zahlen ins Auge, so begreift man, daß bei dem Herabfallen des Bärs der Riemen auf seiner Rolle ganz erhebliche Reibungswiderstände erfährt, da doch das frei herabhängende Riemenende ein gewisses Gewicht hat, welches also unter Umständen die hundertfache Reibung verursacht!

Man weiß lange, daß bei dem Falle des Bärs und während der Zeit, wo der Hammer nicht arbeitet, beträchtliche Reibungswiderstände auf den Riemen einwirken; sie machen sich geltend durch Erhitzen und Abnutzen des Riemens. Demgemäß hat man Einrichtungen erdacht, welche diese Reibungswiderstände beseitigen oder doch mindern.

Dahin gehört eine Einrichtung, die bei dem Robeletschen Hammer[1]) angegeben und bei manchen älteren der in Rede stehenden Hämmer gefunden wird: der Kranz der Riemenrolle enthält eine Anzahl Öffnungen. In diese Öffnungen ragen Rollen, die federnd gelagert sind, so daß sie den Riemen von der Riemenrolle abheben, sobald er nicht kräftig angezogen wird. Der Arbeiter hat dann durch Ziehen am freien Riemenende zunächst die Rollen zurückzudrängen und ferner den Riemen zum festen Anliegen zu bringen. Es wird auch ein kleinerer, mit den Enden des Hauptriemens verbundener Riemen über nachgiebige Rollen gelegt, die sich über der Hauptrolle befinden. Der schmalere leichtere Riemen hebt den Hauptriemen von dessen Rolle, sobald der Arbeiter zu ziehen aufhört. Henckels[2]) macht den Riemen r breiter als die Rolle a (Fig. 1178 und 1179) und legt links und rechts von a Rollen b, welche sich um hohle Zapfen des doppelarmigen, gegabelten Hebels c frei drehen können. c ist durch die Welle d gestützt und mit einem so großen Gegengewicht versehen, daß die Rollen b den Riemen von der Rolle abheben, sobald die Kraft P wegfällt, also entweder der Bär niederfällt oder in Ruhe gesetzt ist.

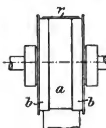


Fig. 1178.

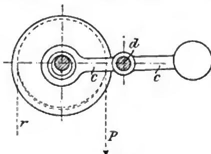


Fig. 1179.

Lombard[3]) verwendet statt der beiden großen Rollen b (Fig. 1178 und 1179) eine Zahl kleiner, die rechts und links von der Treibrolle federnd gelagert sind. Maßberg[4]) teilt die Treibrolle quer gegen ihre Achse und fügt hier eine um die treibende Welle frei drehbare Scheibe ein, deren Rand in Stücke zerlegt ist und durch Federn nach außen gedrückt wird, so daß er zunächst über die Treibfläche der Rolle hervorragt und die Berührung zwischen Riemen und Treibrolle hindert. Sobald nun der Arbeiter an dem freien Ende des Riemens zieht, werden die Randflächen der Mittelscheibe zurückgedrängt und der Riemen legt sich auf die Treibrolle.

[1]) Revue industrielle 1880, S. 501, mit Abb.
[2]) D.R.P. No. 28932, Z. 1884, S. 965, mit Abb.
[3]) Dingl. polyt. Journ. 1887, Bd. 265, S. 578, mit Abb.
[4]) The Iron Age, Juni 1895, S. 1277, mit Schaubild.

Es fordern die Antriebe nach Fig. 1177 usw. einen Mann zur Ausübung der Kraft *P*. Um diese Arbeitskraft zu sparen, haben Koch & Co. den Gedanken verfolgt, die Kraft *P* durch ein Gegengewicht zu ersetzen und durch ein tätiges Mittel den Riemen von der Treibrolle abzuheben, wenn der Bär herabfallen oder außer Betrieb gesetzt werden soll.[1]) Zu diesem Abheben des Riemens ist zwar eine Kraft nötig, die etwas mehr als doppelt so groß ist als *P*, aber diese hat nur einen Weg von wenigen Millimetern zurückzulegen, so daß die zum Abheben des Riemens erforderliche mechanische Arbeit gering ist gegenüber derjenigen, welche ein am freien Ende des Riemens ziehender Arbeiter verrichten muß. Es sind in der Patentschrift verschiedene Ausführungsformen dieses Antriebsverfahrens angegeben, auch ist eine derselben früher mit ausführlicheren Abbildungen veröffentlicht.[2]) Mit Hilfe der Fig. 1180—1186 soll eine dieser Ausführungsformen beschrieben werden, die sich besonders bewährt hat. Sie wird für 50—500 kg Bärgewicht verwendet.

Das Schaubild Fig. 1180 gibt eine Übersicht der Gesamtanordnung. In der geometrisch gezeichneten Fig. 1181



Fig. 1180.

[1]) D.R.P. No. 80200 vom 11. Mai 1894.
[2]) Z. 1895, S. 22, mit Abb.

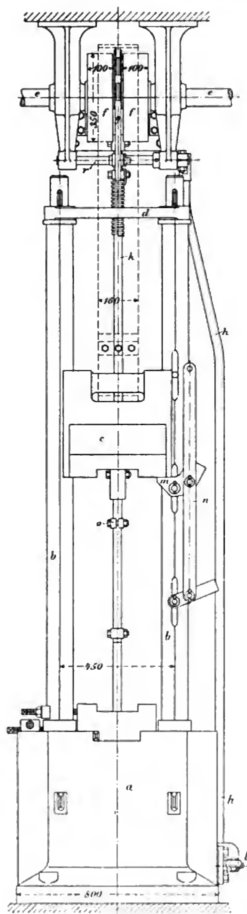


Fig. 1181.

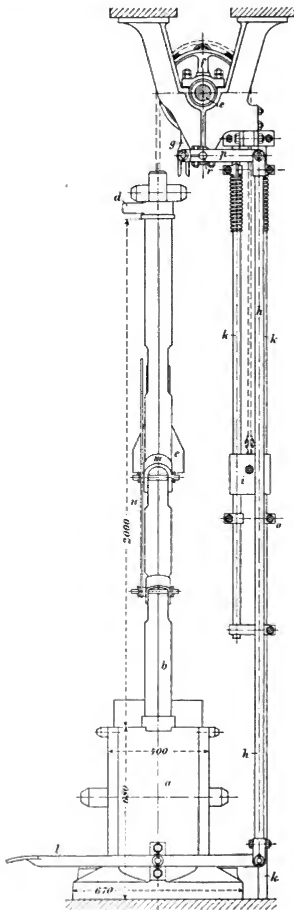


Fig. 1182.

und 1182 bezeichnet *a* den schweren Unteramboß, der gleichzeitig als Fuß der Maschine dient. In ihm sind zwei aus vierkantigem Eisen bestehende Pfeiler *b* mittels Keile gehörig befestigt. Ein Querhaupt *d* verbindet oben diese Pfeiler; es ist in wagerechter Ebene gebogen, um Raum für den Riemen zu gewähren, an welchem der Bär *c* hängt. Die Pfeiler *b* haben vorwiegend den Zweck, den Bär *c* genau zu führen. Es ist behufs Nachstellens der Führung der in Fig. 1181 links belegene Pfeiler *b* an seinem unteren Ende mittels einer Schraube der Mitte des Hammergestells zu nähern. Eine etwas höher liegende Schraube drückt gegen den Einsatz des Unteramboß *a*.

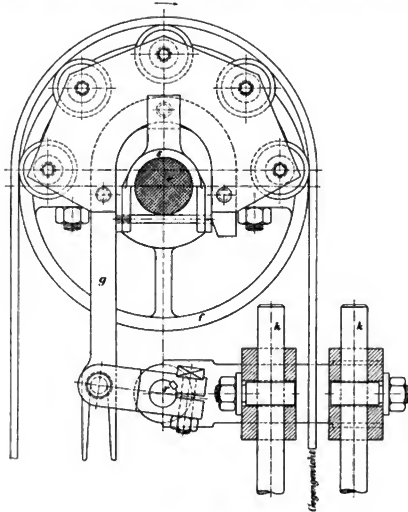


Fig. 1183.

Auf der an der Decke der Werkstatt gelagerten Antriebswelle sind zwei Treibrollen *f* befestigt, und zwar so, daß zwischen ihnen ein Spalt für die Abhebevorrichtung *g* frei bleibt. Diese erkennt man deutlich aus den in größerem Maßstabe gezeichneten Figuren 1183 und 1184. *g* ist eine unten gegabelte, oben hufeisenförmige Stange, welche einerseits durch einen in die Gabel greifenden Zapfen, anderseits durch den lose auf der Antriebswelle steckenden Sattel *s* in ihrer Lage gehalten wird. An den hufeisenförmigen Teil von *g* sind zwei Platten genietet, welche die Drehzapfen für fünf Röllchen enthalten. Es ist aus den Figuren ohne weiteres

zu erkennen, daß der Riemen von der Rolle *f* abgehoben wird, sobald der in das gegabelte untere Ende von *g* greifende Zapfen sich nach oben bewegt. Dieser Zapfen sitzt nun in einem an dem Wellchen *r* festen Hebel; an *r* ist ferner (Fig. 1181 und 1182) ein Hebel *p* befestigt, der mittels der Zugstange *h* dem zu tretenden Hebel *l* angeschlossen ist.

Demnach kann der das Werkstück führende Arbeiter mit seinem rechten Fuß die Steuerung des Hammers bewirken; tritt er auf den Hebel, so senkt sich *g*, und der Riemen legt sich auf die Treibrollen, hebt der

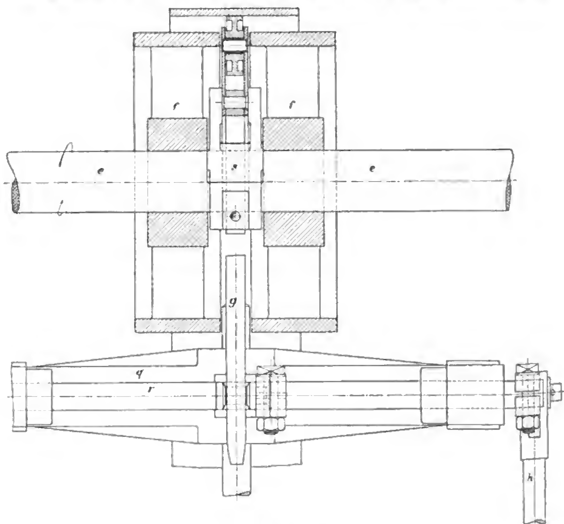


Fig. 1184.

Arbeiter seinen Fuß ganz, so hebt *g* vermöge des Gewichts von *h* den Riemen ganz ab und der Bär fällt mit voller Wucht nach unten, bei mäßigem Loslassen des Trethebels wird der Riemen auf den Treibrollen gebremst und es fällt der Bär langsamer.

Das Gegengewicht *i* (Fig. 1182) führen zwei Stangen *k*, welche an ihren oberen Enden befestigt sind (vgl. Fig. 1183). Oben umgeben diese Stangen Federn (Fig. 1181 und 1182), welche *i* hindern, zu weit nach oben zu schnellen; unten befinden sich Stellringe *o*, die den nach unten gerichteten Weg von *i*, und damit den Hub des Bärs beschränken, weil, wenn *i* gegen *o* stößt, die Kraft *P* hinwegfällt, welche bisher die Reibung des Riemens auf den Treibrollen veranlaßte.

Für Hämmer, deren Bärgewicht mehr als 250 kg beträgt, fällt der Riemen so breit aus, daß ein einziger Abheber *g* nicht befriedigend wirken würde. Man verwendet deshalb für die schwereren Hämmer zwei Abheber und (Fig. 1186) drei Treibrollen. Die Fig. 1185 und 1186 zeigen im übrigen eine etwas andere Anordnung des Querstücks *q*, an welchem einerseits das Wellchen *r* gelagert ist, anderseits die Führungsstangen des Gegengewichts befestigt sind, nämlich für den Fall, daß die Antriebswelle *e* eine besondere Lagerung besitzt.

Zu Fig. 1181 und 1182 zurückkehrend, mache ich noch auf folgende Einrichtung aufmerksam. Zum Auswechseln der Amboß- oder Hammerbahn oder irgend welcher Gesenke muß der Bär längere Zeit im gehobenen Zustande beharren. Deshalb ist eine Sperrklinke *m* vorgesehen, welche in verschiedenen Höhen angebracht werden kann. Wird sie mittels der Stangen unter den Bär gelegt, so trägt sie diesen sicher bis zu ihrer Auslösung.

c) Bei einer Reihe von Hämmern wird der Bär durch eine mit ihm

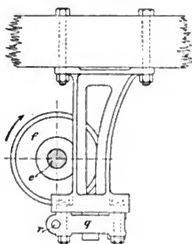


Fig. 1185.

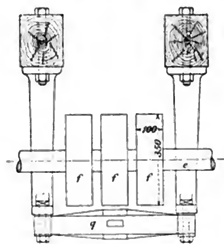


Fig. 1186.

verbundene steife Stange gehoben, auf welche Reibrollen wirken. Man nennt diese wohl Stangen-Reibhämmer.

Fig. 1187 stellt einen solchen Hammer schematisch dar. Der Bär *b* wird, wie bei den vorhin beschriebenen, lotrecht geführt und ist mit der Stange *s* fest verbunden. *s* liegt zwischen zwei über dem Bär gelagerten Rollen *r*, die so einander genähert werden können, daß sie vermöge der zwischen ihnen und der Stange auftretenden Reibung den Bär heben.[1])

Bielaß[2]) hat nach Fig. 1188 vorgeschlagen, den sonst wie immer geführten Bär *b* mit einem Querhaupt zu versehen, an dem zwei nach unten gerichtete Hubstangen *s* befestigt sind. Die Reibrollen *r* liegen demzufolge nur wenig höher als der Amboß, und die für die Aufstellung des

---

[1]) Sammlung von Zeichnungen für die „Hütte“ 1855, Blatt 7; 1867, Blatt 16. Z. 1870, S. 751; 1887, S. 469; 1897, S. 17, sämtl. mit Abb. Dingl. polyt. Journ. 1874, Bd. 213, S. 458; 1879, Bd. 234, S. 364; 1882, Bd. 245, S. 493; 1893, Bd. 290, S. 275, sämtl. mit Abb. Uhland, Prakt. Masch.-Konstr. 1896, S. 38, mit Abb. American Machinist, 10. Jan. 1895; 19. Dez. 1895; Febr. 1898, mit Schaubild und Abb. The Iron Age, 30. Dez. 1897, mit Schaubild und Abb.

[2]) Z. f. W., Jan. 1897, S. 120, mit Abb.; D.R.P. No. 89 013.

Hammers erforderliche Raumhöhe wird geringer. Ob nicht andere schädliche Eigenschaften dieser Aufstellungsart deren Vorzüge überwiegen, mag hier unerörtert bleiben.

Wird nun eine der Reibrollen r (Fig. 1187) angetrieben, so ist die wirksame Reibkraft

$$K = P \cdot f \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (143)$$

unter P der Ausdruck, unter f die Reibungswertziffer verstanden. Wenn beide Rollen r angetrieben werden, so wird selbstverständlich K doppelt so groß. Im Mittel kann man f zu 0,25 annehmen, so daß wird

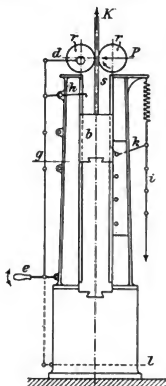


Fig. 1187.

bei einer Antriebsrolle: $P = 4 \cdot K$. (144)

bei zwei Antriebsrollen: $P = 2 \cdot K$. (145)

Demgemäß ist zweckmäßig oder für schwerere Hämmer nötig, beide Rollen anzutreiben.

Eigenartig sind die Hubrollen r (Fig. 1189) von K. Müller.[1]) Es sitzen nämlich auf jeder der beiden Wellen zwei Rollen, und zwar die eine fest, die andere in der Achsenrichtung verschiebbar. Soll der Bär gehoben werden, so drückt man die verschiebbaren Rollen entsprechend kräftig gegen die Hubstange s.

Bei gewöhnlichen walzenförmigen Rollen pflegt man die anzudrückende in dem einen Schenkel des Winkelhebels d (Fig. 1187) zu lagern (Ausführungsformen hierfür finden sich weiter unten) und diesen Hebel mittels einer Stange g durch einen Handhebel e zu betätigen, welcher zu heben ist, wenn der Bär steigen soll, und das Fallen des letzteren verursacht, sobald e nach unten bewegt wird. Der Handhebel e wird nicht selten durch den Trethebel l ergänzt. Um zu verhüten, daß bei Nachlässigkeit des Arbeiters der Bär zu hoch steigt, wird ein Hebel h (Fig. 1187) eingeschaltet, dessen Drehzapfen am Maschinengestell festsitzt. Der steigende Bär stößt schließlich gegen diesen Hebel und erzwingt das Senken der Stange g. Man findet zuweilen mehrere Drehzapfen für h angebracht, um nach Bedarf andere Hubhöhen des Bärs begrenzen zu können. Mittels der Stange g wird zuweilen eine Selbststeuerung herbeigeführt (s. weiter unten). Schon bei Beschreibung des Riemenreibhammers von Koch & Co. (S. 603) wurde erwähnt, daß man gelegentlich den Bär längere Zeit in einiger Höhe festzuhalten wünscht. Hierzu dient eine Klinke mit Hebel k (Fig. 1187), welche in den Bär greift. Die an einer Feder hängende Stange i dient zum Lösen der Klinke.

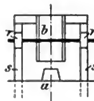


Fig. 1888.

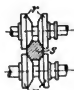


Fig. 1189.

Wenn die Hubstange, wie bisher angenommen, in ganzer Länge gleichen Querschnitt hat, so behält der Steuerhebel e (Fig. 1187), während

[1]) D.R.P. No. 53506.

steigt, stets dieselbe Lage. Da nun einseitige Abnutzungen der Stange unvermeidlich sind — an der Stelle, wo die Rollen beim Anheben angreifen, findet eine weit größere Abnutzung statt als an dem übrigen Teil der Stange — so werden unregelmäßige Schwingungen der Stange *g* nötig, denen der steuernde Arbeiter nur mit Mühe zu folgen vermag. Max Hasse[1]) sucht diesem Übelstand durch eine in der Längenrichtung keilförmige Gestalt der Hubstange zu begegnen. In Fig. 1190 ist die Verjüngung der Stange *s* übertrieben angedeutet; sie beträgt in Wirklichkeit nur etwa 0,01 der Länge. Man ersieht aus der Figur, daß die Rollen fortwährend einander genähert werden müssen, um die Stange zu heben. Der Arbeiter hat also den Steuerhebel so lange stetig zu heben, wie der Bär gehoben werden soll; es wird ihm dadurch leichter, die angedeuteten Unregelmäßigkeiten zu verfolgen und zu überwinden. Vor allem wird aber das Steuern durch die keilförmige Gestalt der Stange in gleicher Weise übersichtlich, wie bei dem Wickelhammer der Ärzener Maschinenfabrik (S. 601). Hört der Arbeiter auf, den Steuerhebel zu heben, so steigt der Bär nicht weiter, bewegt ersterer den Steuerhebel langsam nach unten, so fällt auch der Bär langsam und das rasche Hinabbewegen des Steuerhebels läßt den Bär mit voller Wucht nach unten fallen.

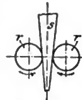


Fig. 1190.

Die Rollen werden meistens aus Eisen gefertigt; es soll aber besser sein, sie mit einer Hirnholz-Außenfläche zu versehen, und als das Beste bezeichnet man papierne Reibrollen.

Eiserne Hubstangen waren früher ausschließlich im Gebrauch. Neuerdings begegnet man meistens hölzernen Hubstangen. Sie sind viel leichter als die eisernen, so daß der von der Stange auf die Verbindung zwischen Stange und Bär ausgeübte Stoß weit milder ist als bei eisernen Stangen; sie sind ferner leichter zu ersetzen. Man verwendet für die Stangen schlichtes Nadelholz, auch wohl Ulmen- und Hickoryholz. Um bei der Hasseschen Hammerstange die keilförmige Gestalt zu gewinnen, wird auf jede der mit den Reibrollen in Berührung kommenden Flächen eine dünne Schicht Weißbuchenholz quer aufgeleimt. Die Abnutzung der Flächen sucht man dadurch zu mindern, daß man in die Stange zahlreiche hölzerne Nägel leimt, deren Stirnseiten die Reibflächen bilden.

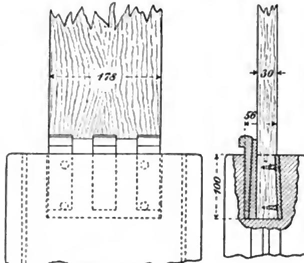


Fig. 1191.

Man befestigt die hölzerne Stange im Bär, indem letzterer (nach Fig. 1191) mit einem nach unten erweiterten Loch versehen, dem unteren Stangenende entsprechend keilförmig gestaltet wird und, nach dem Ein-

[1]) D.R.P. No. 2685.

stecken der Stange durch eingetriebene Keile oder Druckschrauben die Schrägflächen der Stange und des Loches fest aufeinander gepreßt werden. Das untere Ende der Stange soll sich dem Boden des Loches gut anschließen.

Wenn nur die eine Hubrolle verschieblich sein soll, so ordnet man die Lagerung der Hubrollen wohl nach Fig. 1192 an. Die Rolle *c* ist die verschiebliche; ihre Zapfen stecken in außerachsigen Bohrungen der Zapfen zweier Hebel *d*, die in festen Lagern des Maschinengestells drehbar sind. Eine Zugstange *e* bewegt die Hebel *d* in gleichem Grade. Es sei bemerkt, daß bei der vorliegenden Anordnung an *e* gezogen werden muß, um die Rolle *c* gegen die — nicht gezeichnete — Stange zu drücken.

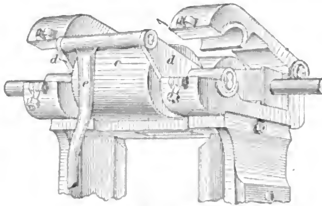


Fig. 1192.

Durch das Verschieben nur einer der Hubrollen kommt die Stange ein wenig aus der Maschinenmitte. Das verhütet man durch gleichzeitiges Verschieben beider Hubrollen.

Zu diesem Zweck stecken die Zapfen beider Rollen in solchen außerachsigen Bohrungen und die Hebel werden durch ineinander greifende Zahnbögen gemeinsam bewegt.[1])

Die Fig. 1193 bis 1197 zeigen einen von M. Hasse gebauten Hammer, welcher mit einem derartigen Antrieb ausgestattet ist. Fig. 1193 ist eine Vorder-, Fig. 1194 eine teilweise Hinteransicht, Fig. 1195 ein Querschnitt der Bärführung, Fig. 1196 ein lotrechter Schnitt und Fig. 1197 stellt den Antrieb teils in wagerechtem Schnitt, teils im Grundriß dar. Das Hammergestell ist C-förmig; auf seinem oberen Ende trägt es einen Lagerbock, in welchem die vier Hebel *h* mit ihren halsförmig gestalteten Naben drehbar gelagert sind. Zwei dieser Hebel *h* (links in Fig. 1197) sind durch eine Stange *i* fest miteinander verbunden und an *i* greift die Steuerstange *g*. An ihrem rechtsseitigen Ende sind die in Rede stehenden Hebel *h* mit Zahnbögen versehen, welche in gleiche des rechts belegenen Hebelpaares greifen (vgl. auch Fig. 1196), so daß beide Hebelpaare in gleichem Grade, aber in entgegengesetztem Sinne schwingen müssen, sobald das erstere Paar durch die Steuerstange *g* betätigt wird. Wie aus Fig. 1196 ersichtlich, nähern sich die Hubwalzen, wenn *i* nach unten bewegt wird. Es dient daher für den Andruck der Walzen das Gewicht der Steuerstange *g* und die Spannung eine Schraubenfeder (Fig. 1194), soweit diesen das einseitige Gewicht des Steuerhebels *e* nicht entgegenwirkt. Das kurze Ende von *e* greift, wie Fig. 1194 erkennen läßt, in einen Schlitz der Steuerstange *g*. Über diesem Schlitz sitzt an *g* eine Nase, unter welche das aufrechte Ende der Klinke *k* gelegt wird, wenn der Hammer außer Betrieb gesetzt werden soll. Aus

[1]) Stiles & Parker, Dingl. polyt. Journ. 1874, Bd. 213, S. 458, mit Abb.

Fig. 1193.

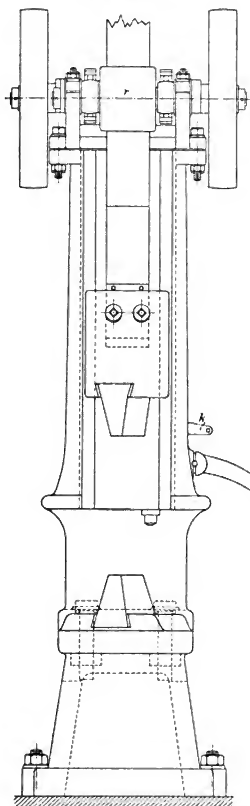


Fig. 1194.

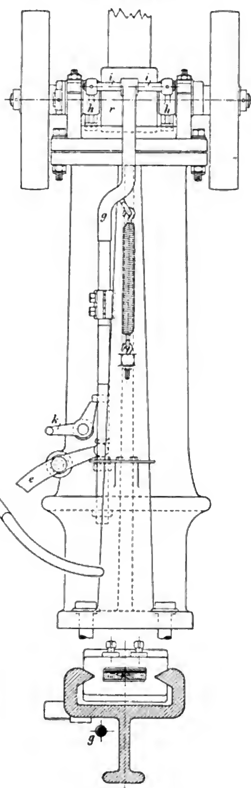


Fig. 1195.

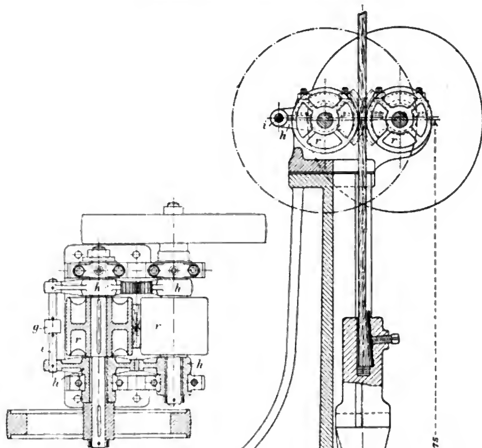


Fig. 1197.

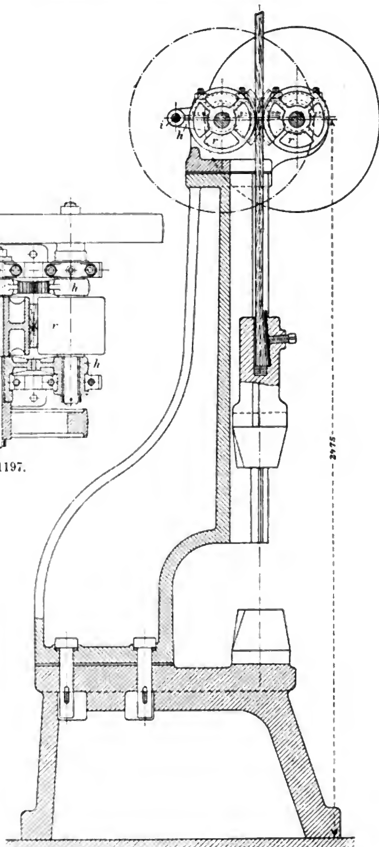


Fig. 1196.

Fig. 1197 ist noch ersichtlich, daß die Antriebsriemenrollen mit sehr dickem Kranz versehen sind. Sie wirken hierdurch als Schwungräder und mindern

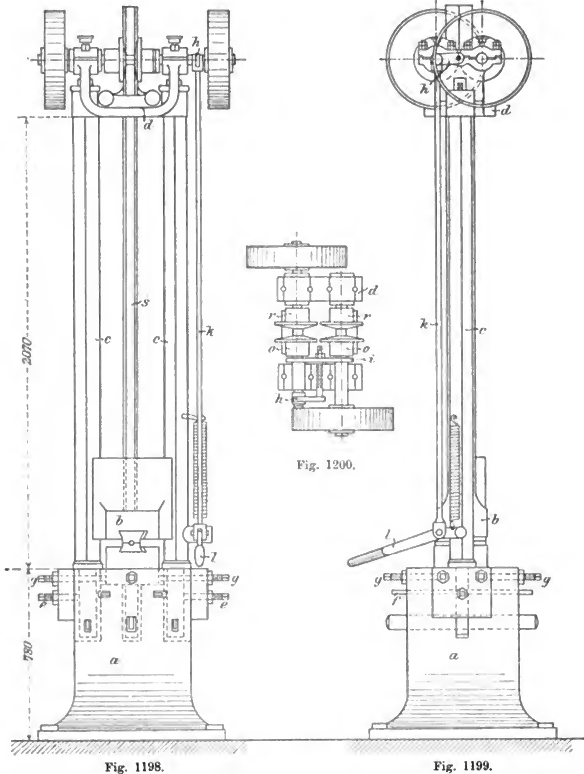


Fig. 1200.

Fig. 1198.

Fig. 1199.

die Rückwirkung des beim Anhub auftretenden großen Widerstandes auf die Treibriemen. Der Hammer ist ausschließlich zum Schmieden auf freier Amboßbahn bestimmt; es fehlt ihm deshalb eine Vorrichtung, welche er-

möglicht, den Bär längere Zeit in einiger Höhe festzuhalten: sein Bärgewicht beträgt 150 kg.

Die Fig. 1198, 1199 und 1200 zeigen einen Stangenreibhammer mit Müllerschem Antrieb (S. 608), welcher von L. W. Breuer, Schumacher & Co. gebaut wird. Es läßt insbesondere die Grundrißfigur 1200 den Antrieb erkennen. Im Kopfstück *d* der Maschine sind zwei Wellen unverschieblich gelagert; die eine derselben wird durch offenen, die andere durch gekreuzten Riemen angetrieben. Auf jeder Welle sitzt eine Rolle *r* fest, während die beiden Rollen *o* verschoben werden, und zwar mittels des Querstücks *i*, einer steilgängigen Schraube und des Hebels *h*. An *h* greift eine Stange *k* (Fig. 1198 und 1199), welche durch den Handhebel *l* betätigt wird. In dem Amboß *a* können die Stangen *c* genau eingestellt werden, und zwar einerseits durch die Druckschrauben *e*, anderseits durch diesen gegenüberliegende Keile *f*. Das Einstellen des Untergesenkes findet durch die sechs Schrauben *g* statt.

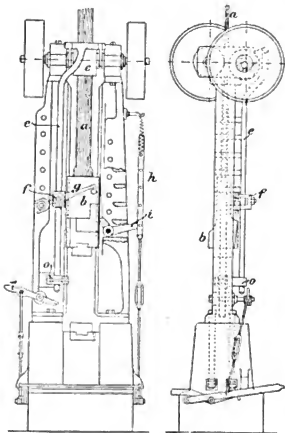


Fig. 1201.

Der Bär *b* besteht aus Stahlguß; man hat an der Hubstange *s* Aussparungen angebracht, so daß das Heben des Bärs jedenfalls aufhört, sobald diese Aussparungen in die Höhe der Rollen *o* und *r* kommen. Mittels einer an der Hinterseite des Bärs angebrachten Drehklaue kann dieser in beliebiger Höhe festgehalten werden. Der Hammer wird für 100 bis 300 kg Bärgewicht ausgeführt; die Rollen *r* drehen sich minutlich 150 bis 200 mal und die sekundliche Hubgeschwindigkeit beträgt 0,8 bis 1,2 m.

Fig. 1201 stellt endlich in zwei Ansichten den Hammer der Firma Billings & Spencer Co.[1]) dar. Auch hier werden beide Rollen *c*, die jedoch walzenförmig sind, angetrieben. Sie wirken auf die hölzerne Hubstange *a*, die mit dem Bär *b* geeignet verbunden ist. Die Lagerung der verschieblichen Rolle ist — nach Fig. 1192, S. 610 — so angeordnet, daß die Stange *e* nach unten bewegt werden muß, wenn der Bär *b* gehoben werden soll. Es dient hierzu das eigene Gewicht der Zugstange *e*; soll der Bär fallen, so muß *e* gehoben werden, was durch den Handhebel *l* oder einen diesem angegliederten Tretschemel geschieht. Es kann jedoch der

[1]) American Machinist, 10. Jan. und 19. Dez. 1895; 17. Febr. 1898. The Iron Age, Nov. 1895, S. 940; 30. Dez. 1897, sämtl. mit Abb.

Hammer auch sich selbst steuern, indem der steigende Bär gegen einen doppelarmigen Hebel *g* stößt, der mit seinem zweiten, gegabelten Ende sich auf einen am Hammergestell festen Bolzen stützt und mittels Frosch *f* der Stange *e* angelenkt ist und dadurch die Steuerstange hebt. Im Führungsstück *o* befindet sich eine Klinke, welche in eine Kerbe von *e* greift, sobald *e* auf eine gewisse Höhe gehoben worden ist, und das Sinken der Steuerstange hindert, so daß der Bär frei herabfällt. Eine am Bär *c* ausgebildete Abschrägung — vgl. die rechtsseitige Figur — löst aber kurz vor oder mit dem Aufschlagen die Klinke, so daß *e* sinkt und der Bär wieder gehoben wird. Während der Hammer mit dieser Selbststeuerung arbeitet, ist der Hebel *l* aus der Bahn der Stange *e* seitwärts verschoben (vgl. die rechtsseitige Figur). Zum längeren Tragen des Bärs dient die Klinke *i*; sie wird mittels der Stange *h* und eines zweiten Trethebels ausgelöst.

Die Billings & Spencer Co. hat für den eigenen Betrieb einen solchen Hammer gebaut, dessen Bär 1350 kg wiegt und bis auf 1,93 m gehoben werden kann. Die sekundliche Hubgeschwindigkeit dieses wohl größten Stangenreibhammers beträgt 1,28 m.

d) Über die Berechnung solcher Gleishämmer, welche gehoben werden und dann nur durch ihr eigenes Gewicht wirken, möge folgendes angegeben werden.

Es muß, wie erwähnt, die Hubkraft K (S. 601 u. 608) größer sein als das zu hebende Gewicht G, indem der Überschuß $K - G$ für die Beschleunigung der Masse erforderlich ist. Man kann:

$$K = \alpha \cdot G \quad \ldots\ldots\ldots \quad (146)$$

setzen, in welchem Ausdruck α eine Wertziffer darstellt, die größer als 1 sein muß. Bei dem Anhub des Bärs wirkt beschleunigend der Kraftunterschied:

$$K - G = G(\alpha - 1) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (147)$$

Bezeichnet v die zu erzielende Hubgeschwindigkeit, t_1 die Zeit innerhalb welcher die Geschwindigkeit v gewonnen wird, und vernachlässigt man etwaige schädliche Reibungswiderstände, so gilt:

$$\frac{G\,(\alpha - 1)}{\left(\frac{G}{g}\right)} \cdot t_1 = v \quad \ldots\ldots\ldots \quad (148)$$

oder

$$v \cdot = (\alpha - 1)\, g \cdot t_1 \quad \ldots\ldots\ldots \quad (149)$$

und

$$t_1 = \frac{v}{(\alpha - 1)\, g} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (150)$$

$$\alpha = \frac{v}{g \cdot t_1} + 1. \quad \ldots\ldots\ldots \quad (151)$$

Während der zum Erzeugen der Geschwindigkeit erforderlichen Zeit t_1 wird der Bär um die Höhe h_1 gehoben. Die Beschleunigung ist gleichförmig, folglich ist:

$$h_1 = t_1 \cdot \frac{v}{2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (152)$$

Der folgende Teil der Hubhöhe h_2 wird mit der Geschwindigkeit v durchschnitten; gebraucht er die Zeit t_2, so ist:

$$h_2 = t_2 \cdot v. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (153)$$

Hört nunmehr die Kraft K zu wirken auf, so steigt der Bär noch um:

$$h_3 = \frac{v^2}{2\,g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (154)$$

in der Zeit:

$$t_3 = \frac{2}{v}\,h_3 = \frac{v}{g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (155)$$

Aus der Summe h der Hubteile $h_1 + h_2 + h_3$ gewinnt man, da:

$$h = t_1 \frac{v}{2} + h_2 + \frac{v^2}{2\,g} = \frac{v}{(\alpha - 1)\,g} \cdot \frac{v}{2} + \frac{v^2}{2\,g} + h_2,$$

oder $h = \frac{\alpha}{\alpha - 1} \cdot \frac{v^2}{2\,g} + h_2$ ist, den Hubteil h_2 zu:

$$h_2 = h - \frac{\alpha}{\alpha - 1} \cdot \frac{v^2}{2\,g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (156)$$

womit der Zeitaufwand $t_h = t_1 + t_2 + t_3$ des Hebens wie folgt gewonnen wird:

$$t_h = \frac{v}{(\alpha - 1)\,g} + \frac{h - \frac{\alpha}{\alpha - 1} \cdot \frac{v^2}{2\,g}}{v} + \frac{v}{g}$$

$$t_h = \frac{v}{2\,g} \cdot \frac{\alpha}{\alpha - 1} + \frac{h}{v} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (157)$$

und, setzt man $g = 9{,}81$ m:

$$t_h = 0{,}051 \cdot \frac{\alpha}{\alpha - 1} + \frac{h}{v} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (158)$$

Das Fallen des Bärs findet, wenn wieder von schädlichen Reibungswiderständen abgesehen wird, in:

$$t_f = \sqrt{\frac{2\,h}{g}} = 0{,}45\,\sqrt{h} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (159)$$

Sekunden statt.

Ist z. B. $\alpha = 1{,}5$, $h = 1$ m, $v = 0{,}8$ m, so erhält man nach Gl. 158 und 159:

für das Heben $t_h = 1{,}40$ Sekunden
„ „ Fallen $t_f = 0{,}45$ „
zusammen: $t = 1{,}85$ Sekunden,

d. h. — da kleine Reibungsverluste nicht vermieden werden können — es beträgt die höchste Zahl der minutlichen Schläge etwa 30.

Läßt man, unter sonst gleichen Annahmen, den Bär um $h = 2$ m heben, so ist:

$$t_h = 2{,}65, \quad t_f = 0{,}63 \quad \text{und} \quad t = 3{,}28 \text{ Sekunden},$$

und die größte minutliche Schlagzahl etwa 17.

Die Fragen nach den zweckmäßigsten Werten von a, v und h klären sich bei näherer Prüfung der Zeitteile t_1, t_2, t_3 und t_f.

Nach Gleichung 150 wächst t_1 im geraden Verhältnis mit v und nimmt ab mit $\alpha - 1$. Hiernach soll, um t_1 klein zu machen, v möglichst klein und α möglichst groß gewählt werden. Gleichung 153, nach welcher $t_2 = \frac{h_2}{v}$ und — nach Ersatz des h_2 durch den Wert, welchen Gleichung 156 angibt — $t_2 = \frac{h}{v} - \frac{\alpha}{\alpha - 1} \cdot \frac{v}{2g}$ ist, nimmt t_2 mit h zu, was selbstverständlich ist, mit α ein wenig ab; die Zunahme von v mindert zweifellos die Zeit t_2, da das erste Glied rechter Seite der Gleichung größer sein muß als das letzte. Nach Gleichung 155 wächst aber t_3 im geraden Verhältnis mit v.

Die Gesamthubzeit t_h nimmt nach Gleichung 158 mit wachsendem α und v ab, mit wachsendem h zu, während die Fallzeit mit der Quadratwurzel aus h wächst.

So lange man nur Wert auf kurzen Zeitaufwand für jeden einzelnen Schlag legt, muß man demnach h klein, v und α groß wählen.

Während der Zeit t_1 verrichtet die Hubrolle die Arbeit: $t_1 \cdot v \cdot \alpha \cdot G$; es geht aber in den Bär nur die Arbeit $h_1 \cdot G$ über, d. h. es wird durch Gleiten die Arbeit $(t_1 \cdot v \cdot \alpha - h_1) G$ verloren, oder nach Einsetzen der Werte von t_1 und h_1 aus Gleichung 150 u. 152: $\frac{v^2}{(\alpha - 1) G} \cdot \left(\alpha - \frac{1}{2}\right) G$. Dieser Verlust wächst demnach mit dem Quadrat von v und nimmt mit dem Wachsen von α ab. Daraus folgt, daß man v nicht zu groß wählen darf, zumal der erwähnte Arbeitsverlust Abnutzung und Erwärmung der Reibflächen bedeutet. Sobald der Bär die Geschwindigkeit v angenommen hat, geht die von der Reibrolle verrichtete Arbeit — und zwar $G \cdot h_2$ — einfach in den Bär über. Man spart an Arbeit, wenn h_2, d. h. die ganze Hubhöhe h, groß gewählt wird.

Die Wertziffer α drückt bekanntlich aus, wie vielmal die Zugkraft K bis zu dem Augenblicke, in welchem die Bärgeschwindigkeit gleich v geworden ist, größer sein muß als G. Wählt man α groß, so fallen die Beanspruchungen der Maschinenteile groß aus und die Rückwirkung des Hammerbetriebs auf die Wellenleitung ist weit fühlbarer, als wenn α klein genommen wird.

Aus allen diesen Umständen hat die Erfahrung folgende Mittelwerte gebildet:

$v = 0{,}8$ bis $1{,}2$ m, die kleineren Geschwindigkeiten verwendet man für kleine, die größeren für große Hubhöhen.

$\alpha = 1{,}2$ bis 2, und zwar wird im allgemeinen für ein kleineres v auch ein kleineres α benutzt.

$h = 1$ bis 2 m.

$G = 50$ bis 500 kg; ausnahmsweise bis 1000 kg.

Breite der Hubrollen in Millimeter beim Riemenreibhammer = dem Bärgewicht G in Kilogramm. Bei kleinen Hämmern wird dieser Mittelwert meistens über-, bei großem Bärgewicht unterschritten. Breite der hölzernen,

platten Hubstangen, wenn nur eine Rolle treibt $= G$ bis $\frac{G}{2}$ in Millimeter, wenn dagegen beide Rollen treiben $= \frac{G}{2}$ bis $\frac{G}{4}$ in Millimeter.

Die Beträge werden bei kleinen Hämmern oft erheblich überschritten. Die Dicke der Stangen beträgt bei kleinen Hämmern zuweilen nur 12 mm, bei den größten Hämmern nicht über 30 mm. Die Größe des Amboß wird ebenso bestimmt wie für Dampfhämmer (s. weiter unten).

e) Bei den Reibhämmern gleiten die Hubrollen (Anheben des Bärs) so lange an dem Hubriemen oder der Hubstange, bis der Bär die Geschwindigkeit des Rollenumfanges angenommen hat. Das verursacht Arbeitsverluste (S. 617), Erhitzungen und starke Abnutzungen. Verbindet man mit der Hubstange einen Kolben von entsprechender Größe, der in einem Stiefel spielen kann, und läßt Dampf unter diesen Kolben treten, so verläuft das

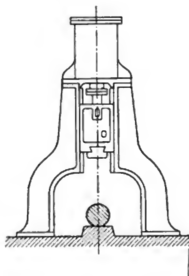


Fig. 1202.

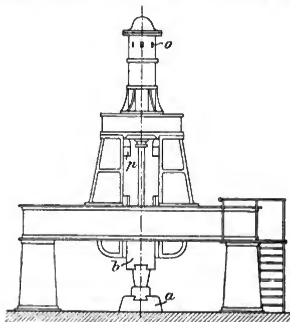


Fig. 1203.

Anheben des Bärs ohne diese unangenehmen Erscheinungen. Ebenso treten bei den Reibhämmern starke Erhitzungen und Abnutzungen ein, wenn man die Geschwindigkeit des fallenden Bärs durch die Reibung mindert. Diente Dampf zum Heben des Bärs, so kann man auch Dampf zum Mäßigen seiner Fallgeschwindigkeit verwenden, ja unbedenklich auch den Bär längere Zeit durch Dampf schwebend erhalten, ohne Beschädigungen oder fühlbares Abnutzen der Maschine befürchten zu müssen.

Ein derartig mittels Dampf betriebener Hammer heißt einfach wirkender Dampfhammer.

Es wird erzählt,[1]) daß am Sonntag, den 23. Nov. 1838, ein Brief Humphrys bei Nasmyth eintraf, in dem nach einem Werkzeug zum Schmieden einer 66 cm dicken Welle gefragt wurde. Nasmyth entwarf noch an demselben Tage in Handzeichnung den Dampfhammer, welchen

[1]) The practical mechanic's Journ., Okt. 1862, S. 170, mit Abb. Z. 1863, S. 204.

Fig. 1202 zeigt. Ich führe diese Figur hier an, weil bemerkenswert ist, daß die von Nasmyth bei dem ersten Anfassen der Aufgabe gewählte Form sich bis heute erhalten hat. Um die Bauhöhe zu mindern, befestigte Condie 1846[1]) die Stange nebst Kolben am Gestell und bildete den Bär als Dampfstiefel aus; Nillus gestaltete den Bär als Topf, so daß er sich über den hängenden Dampfstiefel hinwegschieben konnte, und Voisin verwendete zwei seitwärts vom Bär angebrachte Dampfstiefel, deren Kolbenstangen mit der Hubstange durch ein Querhaupt verbunden waren. Alle diese Formen sind wieder verschwunden.

Bei kleinen Dampfhämmern, die aber als einfach wirkende kaum vorkommen, findet man wohl das C-förmige Gestell, bei mittelgroßen — um mehr Raum in der Umgebung des Amboß zu gewinnen — die Gestellform, welche Fig. 1203 andeutet, bei dem allergrößten Dampfhammer der Welt (Fig. 1204) demjenigen der Bethlehem Iron Co.,[2]) dessen Bärgewicht 125 t beträgt, ist die von Nasmyth gewählte Gestellform wieder deutlicher zu erkennen.

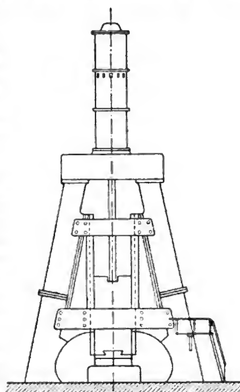


Fig. 1204.

Die Steuerung der einfach wirkenden Dampfhämmer besteht in dem Einlassen frischen Dampfes und dem Auslassen des Dampfes, sobald der Hammer fallen soll; nach Umständen wird, während der Hammer fällt, der Auslaß verengt, wieder geschlossen oder gar frischer Dampf eingelassen, um den Fall zu verlangsamen oder zu unterbrechen. Es findet das Steuern durch entlastete Schieber, Kolben- oder Röhrenschieber, oder entlastete Ventile statt, welche durch einen Handhebel betätigt werden. Bei einiger Übung kann der Arbeiter selbst mit schweren Hämmern sehr leichte Schläge ausüben. Es ist insbesondere diese weitgehende, bequeme Steuerbarkeit, was den Dampfhammer beliebt macht. Um zu verhüten, daß versehentlich der Dampfeintritt zu lange offen bleibt, also der Hammer zu hoch steigt, verbindet man mit der Steuerung einen Hebel, welcher in die Bahn des Bärs ragt und, von diesem getroffen, die Umsteuerung erzwingt (vgl. auch Fig. 1187). Man versieht auch das Maschinengestell mit hölzernen Puffern *p* (Fig. 1203), gegen welche der Bär stößt, wenn er trotz des Umsteuerns, vermöge seiner lebendigen Kraft über die zulässige Grenze hinauszusteigen versucht. Auch ein elastischer Puffer wird vielleicht in folgender Weise angewendet. Im oberen Teile des oben dicht verschlossenen Stiefels sind Öffnungen *o* (Fig. 1203) angebracht, durch welche Luft ein- und austreten

[1]) Sammlung von Zeichnungen für die „Hütte" 1855, Blatt 20a bis 20d.
[2]) Z. 1893, S. 1180, mit Abb.

kann. Wenn der Kolben vor diese Öffnungen kommt, so kann die über ihm befindliche Luft nicht mehr entweichen, und es entsteht hier ein mehr und mehr sich steigernder Gegendruck, während der unter dem Kolben befindliche Dampf aus *o* ins Freie entweicht.

Bei dem weiter oben genannten 125 t-Hammer wird der Kolbenschieber durch einen Hilfskolben betätigt und der Kolbenschieber dieses Hilfskolbens durch einen Handhebel. Der Drehpunkt des Hebels, welcher die Steuerung des Hilfskolbens bewirkt, ist so mit der Kolbenstange des letzteren gekuppelt, daß erstere durch letztere gehoben oder nach unten bewegt wird. Es wird hierdurch der Steuerkolben des Hilfskolbens selbsttätig in seine Mittellage zurückgeführt, wenn der Handsteuerhebel ruht (vgl. S. 601 und S. 609). Hierdurch wird nicht allein das Steuern erleichtert, sondern auch Sicherheit gegen das „Durchgehen" des Hammers geboten.

Die Führungen des Bärs *b* sind z. B. nach der Querschnittsfigur 1205 gestaltet und nicht nachstellbar; die linke Hälfte der Figur zeigt den Bär mit einer, die rechte Hälfte mit mehreren Führungsleisten ausgestattet. Soll ein Obergesenk am Bär befestigt werden, so muß die Führung nachstellbar sein. Aber auch aus andern Gründen ist die Nachstellbarkeit der Führungen von Wert. Wenn das Werkstück genau mitten unter dem Hammer liegt, so fallen Widerstand und wirkende Kraft in dieselbe gerade Linie. Wenn aber wegen einseitiger Lage des Werkstücks Kraft und Widerstand nicht in dieselbe gerade Linie fallen, so wirkt auf den Bär ein Drehmoment, welches seine Führungsflächen mehr oder weniger heftig gegen die am Gestell festen Führungsflächen schlagen läßt. Je größer nun der Spielraum zwischen den Führungsflächen ist, um so mehr kann sich dieser Schlag entwickeln, so daß nicht selten Führungsteile, welche man ihrer Stärke wegen für unzerstörbar hält, in Stücken davonfliegen. Man bemüht sich, die Werkstücke möglichst mitten unter die Hammerbahn zu bringen; es ist jedoch unvermeidlich, zeitweilig den Hammer einseitig zu benutzen. In solchen Fällen ist nun die nachstellbare Führung ebenfalls von großem Wert.



Fig. 1205.

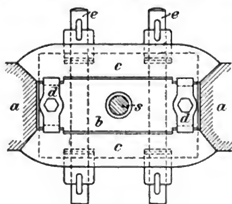


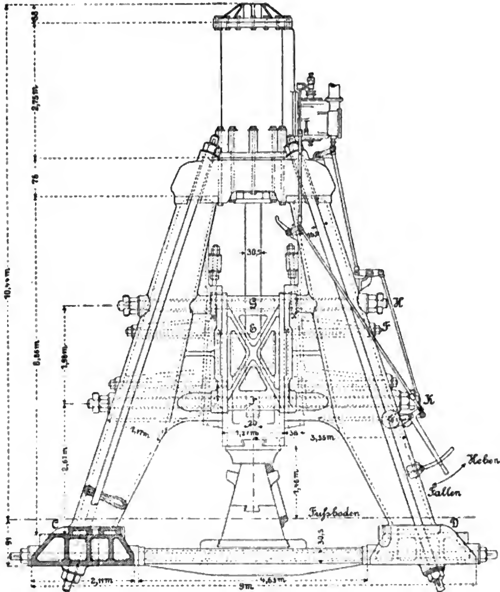
Fig. 1206.

Es kann die Nachstellbarkeit am Bär oder am Hammergestell angebracht werden.

Fig. 1206 stellt ein Beispiel für die erstere Nachstellbarkeit im Grundriß dar. *a a* sind die Querschnittsteile des Maschinenständers, an deren schrägen Flächen die Führung stattfinden soll, *b* bezeichnet den Bär, dessen Umrisse zum Teil gestrichelt gezeichnet sind, *s* ist der Querschnitt der Kolbenstange. An jeder Seite des Bärs, oben und unten, sind Querstücke *c* angebracht, deren abgeschrägte Enden sich gegen die schrägen Flächen der Ständerteile *a* legen. Ausklinkungen von *c* greifen so über den Bär, daß Verschiebungen in der Richtung von *c* ausgeschlossen sind. Bügel *d* greifen mit ihren keilförmigen Schenkeln zwischen die Querstücke *c* und den Bär *b*, und Bolzen *e* drücken die Querstücke zusammen. Die Ringe,

auf welche die Keile der Bolzen *e* wirken, legen sich nicht ohne weiteres

Fig. 1207.



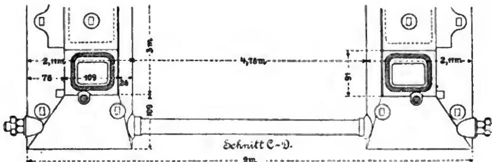
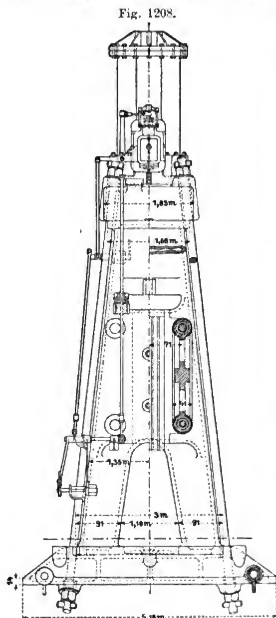


Fig. 1209.

gegen die Sohlen der in *c* angebrachten Vertiefungen, es sind vielmehr Kupferringe eingeschaltet, welche etwaige Ungleichheiten beseitigen sollen.

Für die Nachstellbarkeit der am Gestell angebrachten Führungen möge diejenige des 20 t-Hammers der Latrobe-Stahlwerke[1]) dienen, obgleich das kein bloß einfach wirkender Hammer ist. Fig. 1207 ist zum Teil eine Vorderansicht, zum Teil ein Schnitt durch die Fußplatte, Fig. 1208 Seitenansicht bzw. Schnitt, Fig. 1209 ein teilweiser Schnitt über den Fußplatten, Fig. 1210 die Unteransicht einer Fußplatte und Fig. 1211 bis 1214 sind verschiedene Schnitte. Aus Fig. 1212, 1213 u. 1214 erkennt man, daß der Bär an den Führungsflächen mit je zwei Furchen versehen ist, und die am Gestell festen Führungsstäbe in diese Furchen passende Leisten enthalten. Die Führungsstäbe sind oben erheblich dünner als unten, liegen in Furchen rechteckigen Querschnitts des Gestells und können mittels Schrauben (Fig. 1207) nach oben gezogen werden, um den für den Bär bestimmten Raum zu verengen bzw. die Führungsflächen zu nähern. Jede Leiste wird durch zwei Schrauben (Fig. 1207 und 1212) gegen die Sohle der Furche gedrückt, in welcher sie liegt. Damit diese Schrauben zu folgen vermögen, wenn man die Führungsstäbe nach oben zieht, sind die für sie im Gestell vorgesehenen Löcher in lotrechter Richtung nach den Stäben zu erweitert (Fig. 1207).

Fig. 1208.



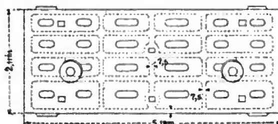


Fig. 1210.

Bei Benutzung des vorliegenden Hammers soll nach Bedarf gespannter Dampf über den Kolben eingelassen werden. Deshalb ist die Anordnung der Dampfkanäle so gewählt, wie die Schnittfigur 1211 erkennen läßt. Eine Art Drehschieber dient zum Steuern; er wird durch einen Handhebel betätigt, an dem (Fig. 1207) ein mit Heben bzw. Fallen bezeichneter Doppelpfeil angegeben ist. Um ein „Durchgehen“, d. i. zu hohes Steigen des

[1]) Iron Age, März 1890, S. 495, mit Abb. Z. 1890, S. 1326, mit Abb.

Bärs zu verhüten, ragt ein Hebel in die Bahn des Bärs (Fig. 1207), welcher auf die Steuerstange wirkt. Rechts vom Verteilungskasten (Fig. 1207) befindet sich ein Abschlußschieber. Er wird vom Führerstande aus mit Hilfe eines Gestänges verschoben, welches Fig. 1207 und 1208 erkennen lassen. Es steht der Dampfstiefel auf einem kräftigen Querhaupt, welches zwei unten gegabelte gußeiserne Ständer tragen; letztere stützen sich unten je auf eine große Fußplatte. Kräftige Bolzen verbinden die Fußplatten miteinander und mit dem Querhaupt, und fernere starke Bolzen verbinden die Ständer unter Vermittlung zweier gußeiserner, durchbrochener Platten. Um jede Verschiebung der Ständer gegeneinander zu hindern, sind die zuletzt genannten Bolzen da, wo Ständer und Verbindungsplatten zusammenstoßen, verdickt (Fig. 1213 und 1214) und abgedreht, sie füllen die an diesen Stellen

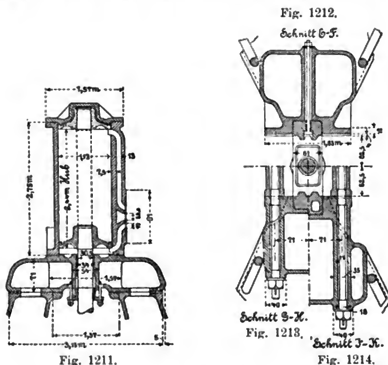


Fig. 1212.

Fig. 1211. Fig. 1213. Fig. 1214.

gebohrten Löcher ganz aus. Der Hammer ist insbesondere für das Ausschmieden von Lokomotivradreifen bestimmt. Es ist deshalb in Fig. 1207 ein Amboß mit Hörnern gezeichnet; auf einem der Hörner hängt ein solcher Reifen. Man erkennt nun aus der Fig. 1207 ohne weiteres, daß beim Schmieden auf dem Dorn stark außerachsige Schläge stattfinden, also die nachstellbare Führung von großem Wert ist.

Es sei noch angeführt, daß der stählerne Kolben an dem gesamten Fallgewicht von 20000 kg nur mit 545 kg beteiligt ist. Der Dampfüberdruck beträgt 7 kg für 1 qcm.

Wegen Beispielen einfach wirkender Hämmer verweise ich auf die unten verzeichneten Quellen.[1])

Die einfach wirkenden Dampfhämmer können in der Zeiteinheit keine größeren Schlagzahlen liefern als die Reibhämmer. Zwar ist möglich, durch

[1]) Killer, Riedler und Seeberg, Dampfhämmer, Graz 1870. J. v. Hauer, Hüttenwerksmaschinen, 2. Aufl., Leipzig 1876. 80t-Hammer zu Creusot, Dingl. polyt. Journ. 1878, S. 229, S. 408, mit Abb.

großes α (S. 615) die Zeit für den Hub abzukürzen; das Fallen erfordert aber — abgesehen von Reibungswiderständen — dieselbe Zeit (Gl. 159, S. 616) wie bei den Reibhämmern. In Wirklichkeit ist die Fallzeit bei einfach wirkenden Dampfhämmern sogar größer als bei letzteren, weil die Reibung des Kolbens in seinem Stiefel und der Kolbenstange in der Stopfbüchse hemmend wirken. Man verzichtet deshalb bei diesen Hämmern auf rasche Schlagfolge und wählt α, d. h. das Verhältnis des unter dem Dampfkolben wirkenden Druckes zum Bärgewicht etwa zu 1,5. Die größte Schlagzahl z in der Minute beträgt dann, wenn h die Hubhöhe in m bezeichnet, etwa:

$$z = \frac{45}{\sqrt{h}} \quad \text{. . . . .} \quad (160)$$

Soll die Schlagzahl z erheblich größer werden, so läßt man während der Fallzeit über dem Kolben Dampf eintreten, verwendet Oberdampf (s. weiter unten).

Für eine Berechnung der Hubzeit des Bärs ist — gegenüber dem Rechnungsverfahren für Reibhämmer — nicht allein neu, daß die Reibungswiderstände berücksichtigt werden müssen, sondern auch, daß die Hubgeschwindigkeit sich steigert, so lange frischer Dampf zugelassen wird und ferner, nachdem der Dampfzutritt abgesperrt ist, die Expansion des Dampfes beschleunigend wirkt.

2. Dampfhämmer mit Oberdampf, Luft- und Gashämmer.

Der Kolben des Dampfhammers darf den Boden seines Stiefels auch dann nicht berühren, wenn die Hammerbahn auf der Amboßbahn ruht. Sonach befindet sich, wenn ein Werkstück auf dem Amboß liegt, unter dem ruhenden Kolben ein „toter Raum", welcher mindestens so hoch ist, wie die Werkstückdicke. Zwar kann die hierdurch veranlaßte Dampfvergeudung ein wenig durch die spätere — soeben erwähnte — Expansion des Dampfes gemildert werden. Die volle Ausnutzung dieser Expansion ist jedoch mit Schwierigkeiten verbunden, auf welche ich hier nicht eingehen kann. Eine weit bessere Ausnutzung des Dampfes gewann Daelen um das Jahr 1852[1]) dadurch, daß er (nach Fig. 1215) eine sehr dicke Kolbenstange verwendete und den Dampf, welcher unter dem Kolben hebend gewirkt hatte, über den Kolben treten ließ. Der sich ausdehnende Dampf beschleunigt das Fallen des Bärs und vergrößert die Endgeschwindigkeit, also die Wirkung des Bärs. Bei dem in der angezogenen Quelle abgebildeten Hammer verhält sich die untere Kolbenfläche zur oberen wie 1 : 2,8, so daß eine befriedigende Ausnutzung auch desjenigen Dampfes, welcher beim Hub zunächst den toten Raum unter dem Kolben auszufüllen hat, durch die Daelensche Anordnung zu gewinnen ist. Sie hat wenig Eingang gefunden, weil das Steuern, das Anpassen der Schlagstärke an den augenblicklichen Zweck nicht so rasch durchzuführen ist, als vielfach verlangt wird. Bei Wahl der Hammerart spielt meistens die Steuerbarkeit eine weit größere Rolle als der Dampfverbrauch.

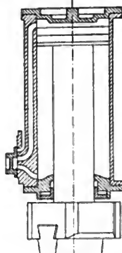


Fig. 1215.

---

[1]) Mitteilungen des Gewerbevereins für Hannover 1863, S. 243, mit guten Abb

Bemerkenswert ist bei dem Daelenschen Hammer die dicke Kolbenstange. Sie ist so schwer, daß der größte Teil des Bärgewichts in ihr liegt, wodurch die Bauhöhe erheblich kleiner ausfällt, als bei Hämmern mit dünner Kolbenstange. Die dicke Kolbenstange ist 1854[1]) auch von W. Rigby vorgeschlagen; sie wird jetzt vielfach verwendet.

Zu der besseren Ausnutzung des Dampfes zurückkehrend, erwähne ich den Hammer von J. E. Reinecker,[2]) welcher mit dem Daelen-Hammer gemein hat, daß der frische Dampf hebend gegen eine kleinere Kolbenfläche und der von hier entlassene Dampf nach unten auf eine größere Kolbenfläche wirkt. Reinecker ordnet zwei an derselben Kolbenstange sitzende Kolben übereinander an. Der obere, kleinere dient zum Heben des Bärs, der untere, größere zum Fördern des Fallens. Die Steuerung ist der für andere kleinere Dampfhämmer gebräuchlichen nahe verwandt, so daß seine Steuerbarkeit derjenigen der letzteren nicht nachstehen dürfte.

Vorherrschend findet die Beschleunigung des Fallens dadurch statt, daß man frischen Dampf über denselben Kolben treten läßt, welcher das Heben bewirkt. Man nennt solche Hämmer insbesondere Dampfhämmer mit Oberdampf.

Für ganz große Hämmer wird kein Oberdampf angewendet.

Für Hämmer, deren Bärgewicht bis herab zu 1000 kg beträgt, ist Handsteuerung gebräuchlich und sind die Steuerungsteile derartig eingerichtet, daß, nachdem der Unterdampf abgesperrt, dann demselben freier Austritt gewährt ist, durch weiteres Bewegen des Steuerhebels Oberdampf zugelassen wird.

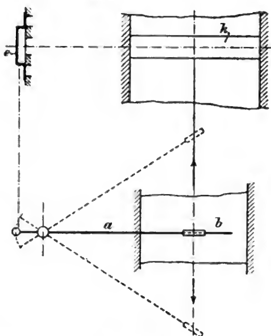


Fig. 1216.

Für kleinere Hämmer verlangt man insbesondere, weil die steuernde Hand nicht rasch genug zu wirken vermag, neben der Handsteuerung selbsttätige oder Selbst-Steuerungen.

Es wird die Bewegung des steuernden Mittels — meistens ein Röhrenschieber — von dem Bär oder auch der Kolbenstange abgeleitet. Für die schematische Fig. 1216 ist der Einfachheit halber ein gewöhnlicher Muschelschieber *e* angenommen, welcher von dem Bär *b* unter Vermittlung des doppelarmigen Hebels *a* und einer Schieberstange auf- und niedergeschoben wird. Diese Verschiebungen stehen etwa im geraden Verhältnis zu den Verschiebungen des Bärs. Fig. 1217 zeigt in größerem Maßstabe, aber auch schematisch, die Lagen des Schiebers bei sechs verschiedenen Stellungen des Kolbens. In erster Schieberlage tritt frischer Dampf unter den Kolben, während der über dem Kolben befindliche entweichen kann.

[1]) Engl. Pat. No. 25 vom 5. Jan. 1854.
[2]) Z. 1890, S. 1386, mit Abb.

Der Bär beginnt zu steigen und gleichzeitig der Schieber zu sinken, so daß nach einiger Zeit der Dampfeintritt abgesperrt wird und der unter dem Kolben befindliche Dampf durch seine Expansion wirkt, dann der Austritt des über dem Kolben befindlichen Dampfes abgeschlossen wird und hier Kompression eintritt. Hat der Schieber seine Mittellage nach unten

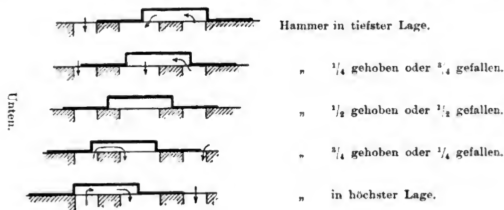


Fig. 1217.

überschritten, so beginnt bald der Austritt des unter dem Kolben befindlichen Dampfes und der Eintritt frischen Dampfes über dem Kolben. Die Steiggeschwindigkeit des Bärs wird rasch verzögert, bis die höchste Lage des letzteren (die tiefste Lage des Schiebers) erreicht ist, worauf die umgekehrte Bewegung, das Fallen des Bärs, beginnt. Kaum hat der Schieber

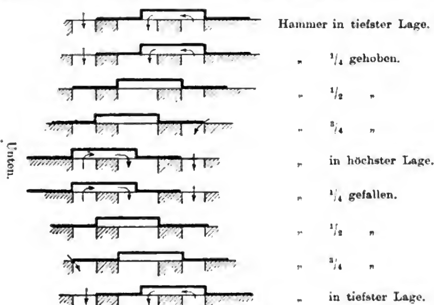


Fig. 1218.

seine mittlere Lage durchschritten, so wird der Oberdampf entlassen und frischem Unterdampf der Eintritt freigelegt, so daß eine Verzögerung der Fallgeschwindigkeit beginnt. Bei geeigneten Verhältnissen kann diese Verzögerung so stark wirken, daß die Fallgeschwindigkeit vernichtet wird und ein neuer Hub beginnt, bevor noch die Hammerbahn das Werkstück trifft.

Wenn man in den Antrieb des Schiebers einen „toten Gang“ legt,

vielleicht indem der Schieberstange ein längerer Schlitz gegeben wird, in welchem das linksseitige Ende von *a* (Fig. 1216) in einigem Grade spielen kann, so ruht der Schieber am unteren und oberen Wegesende zunächst, wenn auch der Bär sich zurückbewegt. Dadurch entsteht die durch Fig. 1218 dargestellte Schieberlagenfolge: dem Dampfeintritt sowohl als dem Dampfaustritt wird mehr Zeit gewährt.

Was nun die Regelung der Schlaggeschwindigkeit und Schlagstärke anbelangt, so stehen folgende Mittel zur Verfügung: 1. Die Änderung des Dampfdruckes, 2. die Änderung des vorhin erwähnten „toten Ganges", 3. die Änderung der mittleren Schieberlage.

Es dient der ersteren Regelung ein Drosselschieber, ein entlasteter Hahn u.s.w. Die zweite besteht in dem Ändern der Schlitzlänge[1]) oder in der Änderung der Kopfbreite des Hebels, welcher in den Schlitz der

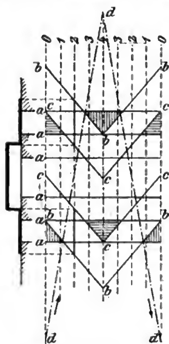


Fig. 1219.

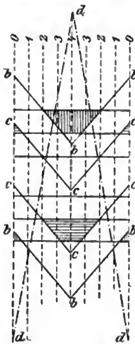


Fig. 1220.

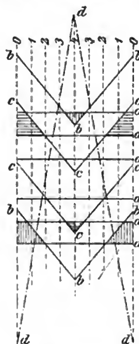


Fig. 1221.

Schieberstange greift. Auch andere Wege führen zu demselben Ziel. Die dritte, wesentlichste Regelung wird durch Ändern der Höhenlage des Zapfens erreicht, um welchen der Hebel *a* (Fig. 1216), oder ein ihm gleichwertiger schwingt.

In Fig. 1219 sind *aa* die Ränder der Dampfkanäle, *bb* geben die Verschiebung der äußeren, *cc* diejenige der inneren Schieberränder an, während *dd* in gleicher Weise die Verschiebung des Bärs darstellt. Die lotrecht schraffierten Flächen stellen die Zunahme bzw. Abnahme der Dampfeinströmungsquerschnitte, die wagerecht schraffierten dasselbe für die Ausströmungsquerschnitte dar. Es ist der Einfachheit halber von dem „toten Gange" in der Schieberbewegung abgesehen, da er für die augenblickliche Erörterung nebensächlich ist. Verschiebt man nun die Mittellage des Schiebers um ein wenig nach unten, so erhält man das Bild 1220 und bei dem

[1]) Breuer, Schumacher & Co., Z. 1882, S. 92, mit Abb.

Verstellen der Mittellage nach oben das Bild 1221. Man erkennt bei dem Vergleich der schematischen Darstellungen, daß bei gleicher Höhenlage des Bärs die tiefere Mittellage des Schiebers kleinen Dampfeintritt unter, großen über dem Kolben, frühzeitigen Austritt unter und verkümmerten über dem Kolben liefert, die höhere Mittellage aber das Entgegengesetzte. Letztere läßt die Hammerbahn vielleicht gar nicht oder nur leicht zum Aufschlagen kommen, während erstere geringe Hubhöhe des Bärs zur Folge hat. Durch gleichzeitige geschickte Benutzung der unter 1 bis 3 genannten Regelungsmittel, oder auch nur des ersten und dritten, ist eine weitgehende Regelung hinsichtlich der Schlagstärke sowohl als der in der Minute zu erzielenden Schlagzahl zu erreichen. Man kann sogar durch das letztere Regelungsmittel ohne weiteres sehr starke Schläge in langsamer Folge hervorbringen, so, wie das Schmieden im Gesenk es erfordert. Es wird der Bolzen, um

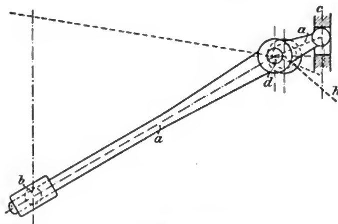


Fig. 1222.

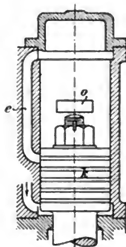


Fig. 1223.

welchen der Hebel *a* (Fig. 1216), schwingt, gehoben, so daß der Bär (vgl. Fig. 1221) in seine höchste Lage kommt und dann rasch nach unten bewegt, um die reichlichere Zuführung von Oberdampf und den freieren Auslaß des unter dem Kolben befindlichen Dampfes, wie Fig. 1220 erkennen läßt, für das Fallen des Bärs zu benutzen.

Aus den bisherigen Erörterungen folgt, daß die Hammerbahn mit voller Schlagstärke nur in bestimmter Höhe wirkt. Diejenige Höhe, in welcher die Hammerbahn das Werkstück trifft, hängt aber von der Dicke des letzteren ab. Man soll deshalb die gegensätzliche Lage der Hammerbahn zum Drehzapfen des Steuerhebels *a* (Fig. 1216) einstellbar machen, was auch geschieht (s. weiter unten). Wenn jedoch keine erhebliche Dickenverschiedenheit der Werkstücke vorkommt, so ist der vorliegende Zweck in genügendem Grade durch die Höhenänderung des Drehzapfens zu erreichen.

Man wählt für die in Rede stehenden Hämmer, soweit ihr Bärgewicht 500 kg nicht überschreitet, das auf die untere Kolbenfläche bezogene α zuweilen zu 4 bis 5 und nennt sie dann Schnellhämmer, da sie minutlich bis zu 300 oder mehr Schläge auszuüben vermögen.

Wegen der Wirkung des Dampfes bei solchen Hämmern mache ich noch auf zwei bemerkenswerte kleine Abhandlungen[1]) aufmerksam.

[1]) Z. 1873, S. 483; 1877, S. 230.

Das Gesetz, nach welchem der Steuerschieber gegenüber dem Bär sich bewegt, wird ein wenig anders, wenn man den Steuerhebel *a* (Fig. 1216) nicht gerade macht, sondern nach Fig. 1222 als Winkelhebel ausbildet. *b* bezeichnet eine Hülse, in welcher der Hebel verschiebbar ist; sie ist mittels runden Zapfens an dem Bär drehbar, *c* ist die Schieberstange und *d* der Drehzapfen des Hebels *a*. Es wird der Hebel *a* auch krumm gemacht, um das Verhältnis der Schieber- zur Kolbenbewegung anders zu gestalten. Überhaupt sind die Ausführungsformen für die Ableitung der Schieberbewegung überaus mannigfaltig.

An der Hand der Fig. 1222 möge eine gebräuchliche Ausführungsform für das Heben und Senken des Zapfens *d* angegeben werden; *d* ist Kurbelwarze zu einer gestrichelt gezeichneten, am Hammergestell gelagerten Welle; wird diese durch den Handhebel *h* gedreht, so hebt bzw. senkt sich der Zapfen *d*.

Wegen des starken Verschleißes, welchem die Steuerungsteile sehr rasch arbeitender Dampfhämmer unterworfen sind, hat man Hämmer ausgeführt, bei denen die Steuerung unmittelbar durch den Kolben[1]) oder die Kolbenstange[2]) stattfindet.

Die Steuerung des Schwarzkopfschen Hammers erkennt man aus der Fig. 1223. In der gezeichneten Lage tritt frischer Dampf unter den Kolben *k*, während über diesem befindlicher durch die Öffnung *o* entweichen kann. Bald wird diese Öffnung durch den emporsteigenden Kolben verschlossen, dann die untere Öffnung des Kanals *e*, welche der Kolben *k* bisher verdeckte, freigelegt, worauf auch frischer Dampf über den Kolben gelangt. Da die obere Kolbenfläche erheblich größer ist als die untere, so wird die nach oben gerichtete Geschwindigkeit des Bärs rasch vernichtet, der Bär fällt, der Kolben schließt *e*, so daß der Oberdampf expandiert und bevor noch der Kolben seine tiefste Stellung erreicht hat, wird *o* freigelegt, so daß der Oberdampf auspufft. Nach der Quelle hat der Kolben rund 160 mm Durchmesser und macht minutlich gegen 200 Spiele.

Ähnliche Steuerungen findet man bei den Drucklufthämmern (s. w. u.).

Fig. 1224, 1225 und 1226 stellen einen Dampfhammer von Schultz & Göbel in Wien[3]) dar. Das Bärgewicht des Hammers beträgt 1000 kg und sein größter Hub 800 mm. Das Gestell des Hammers besteht aus einer starken Grundplatte, auf welcher zwei Ständer durch Schrauben und Keile befestigt sind. Die Ständer tragen unmittelbar den Dampfstiefel. An letzteren ist zu diesem Zweck ein balkenartiges Querstück gegossen, und dieses ist mit den Ständern durch Schraubenbolzen und Schrumpfringe verbunden. Es sind ferner an den Ständern die zur Führung des Bärs dienenden Leisten *o* und die hölzernen Pufferklötze *i* befestigt. Kolben, Kolbenstange und Bär sind (vgl. Fig. 1225) aus einem Stück Stahl geschmiedet, weshalb der untere Deckel, der Bodenring der Stoffbüchse und die Stoffbüchsbrille zweiteilig gemacht sind.

Der frische Dampf tritt zunächst in das Gehäuse *l* eines Drosselschiebers (Fig. 1224 und 1226); die Welle *w* dieses Schiebers wird durch den Handhebel *k* betätigt. Weiter gelangt der Dampf in den Schieberkasten *p*,

[1]) Schwartzkopf, Wiebes Skizzenbuch 1870, Heft 10, Blatt 2.

[2]) Brinkmann, Karmarsch u. Heeren, Technisches Wörterbuch, 3. Aufl., Bd. 2, S. 526, mit Abb.

[3]) Revue industrielle, Okt. 1895, S. 393, mit Abb.

und zwar in einen Kanal, welcher den Röhrenschieber ringförmig umgibt. In den Schieberkasten ist eine mit wagerechten Schlitzen versehene Trommel eingedichtet, deren mittlere Schlitze den frischen Dampf unter bzw. über den Kolben treten lassen, während die tiefer und die höher belegenen Schlitze dem Dampfaustritt dienen.

An dem Bär ist eine Hülse drehbar angebracht, in welcher sich der Hebel *v* verschieben kann, *v* steckt an sich frei drehbar auf seiner Welle

Fig. 1226.

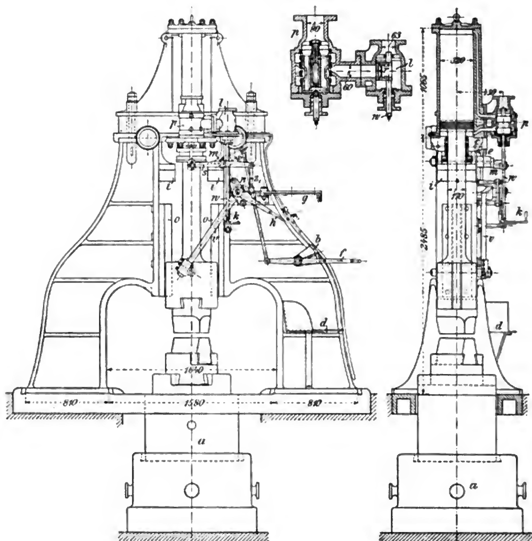


Fig. 1224. Fig. 1225.

n, ist aber mit dieser mittels eines verschiebbaren Muffs wie folgt gekuppelt. Es sind an der Außenfläche der Nabe von *v* zwei steil schraubenförmige Nuten ausgebildet, in welche zwei Lappen des Muffs genau passen, so daß durch Verschieben des letzteren eine gegensätzliche Drehung zwischen *v* und seiner Welle bzw. dem auf dieser festsitzenden Hebel *h* herbeigeführt wird. *h* wirkt durch eine Stange *z* auf den doppelarmigen Hebel *s*, und dieser bewegt den Röhrenschieber. Ein Handhebel *g* dient zum Verschieben des erwähnten Muffes, also zum Verdrehen des Hebels *v* gegenüber dem Hebel *h*. Dadurch paßt man die Steuerung der Werkstückdicke an, so daß Werk-

stücke von geringster bis zu 560 mm Dicke — letztere allerdings nur mit 240 mm Fallhöhe — bearbeitet werden können.

Der Drehzapfen *m* des doppelarmigen Hebels *s* liegt außerachsig zum am Maschinenständer festen Drehzapfen des Hebels *e* und sitzt fest an diesem, so daß man mittels *e* den Zapfen *m* zu bekannten Zwecken heben und senken kann. *e* wird durch den Handhebel *f* betätigt, der am Zahnbogen *b* eingestellt werden kann. *d* bezeichnet die Bühne, auf welcher der Steuermann steht. In den Fig. 1224 und 1225 ist zu der Amboßbahn — deren Körper wohl insbesondere Amboß genannt wird — auch der Unteramboß oder die Schabotte *a* gezeichnet. Sie besteht aus schweren Gußeisenblöcken, die so übereinander gelegt sind, daß sie sich nicht gegeneinander verschieben können. Der Unteramboß ragt frei durch eine Öffnung der Hammergestellfußplatte, so daß die Erschütterungen, denen der Amboß unterliegt, vom Hammergestell möglichst ferngehalten werden.

Fig. 1227 und 1228 zeigen einen Dampfhammer mit C-förmigem Gestell von Gustav Brinkmann & Co.; sein Bärgewicht beträgt 500 kg, die größte Hubhöhe des Bärs 700 mm und die Stiefelweite 310 mm. Das Gestell besteht aus einer großen Fußplatte und einem auf dieser befestigten Ständer; um unvermeidliche Erschütterungen gegenüber dem Ständer abzustumpfen, ist zwischen dessen Fuß und die Fußplatte Holz eingelegt. Am Ständer befindet sich die nachstellbare Führung des Bärs; oben ist der Dampfstiefel mittels Schrumpfringe befestigt, und am höchsten Punkte des Ständers der Dampfeinlaßschieber angebracht, den man mittels des Handhebels *a* betätigt.

Von dem Eintrittsschieber ab strömt der Dampf in den Steuerkasten *b*, dessen Einrichtung und Verbindung mit dem Dampfstiefel die größer gezeichneten Fig. 1229 und 1230 darstellen. Der frische Dampf tritt in den mittleren Ringkanal *c* und wird durch den Röhrenschieber entweder in den unteren oder oberen Ringkanal des Steuerkastens geführt, um von hier aus unter bzw. über den Kolben zu gelangen. Der Abdampf strömt von dem oberen Ringkanal durch den hohlen Schieber, von dem unteren Ringkanal auf kürzerem Wege zu der Dampfaustrittsröhre.

Da Kolben, Kolbenstange und Bärkopf aus einem Stahlstück geschmiedet sind, so muß sowohl der untere Deckel des Dampfstiefels als auch die Stopfbüchsbrille zweiteilig sein. Es sind die beiden Deckelhälften durch Schaben der Berührungsflächen sorgfältig zusammengepaßt, dann durch Schrauben verbunden und hiernach erst, und zwar gemeinschaftlich, abgedreht und ausgebohrt. Die Stopfbüchsbrille besteht aus einem gußeisernen Ringe, dessen Trennungsfugen mit ineinander greifenden Ausklinkungen versehen sind, und zwei schmiedeeisernen Flanschen, deren Teilfugen sich rechtwinklig kreuzen.

An der Schieberstange *d* (Fig. 1229) sitzt ein rechteckiger Ring mit Bolzen *e*, der durch zwei kurze Stangen dem oberen Steuerhebel *f* angelenkt ist. In Fig. 1227 ist dieser Hebel größtenteils gestrichelt gezeichnet; er wird durch eine Stange betätigt, die mit ihrem unteren Ende einer um den festen Bolzen *i* drehbaren Tasche *g* angelenkt ist. In *g* kann der um einen am Bär festen Bolzen *k* drehbare Hebel *h* gleiten, so daß bei dem Steigen des Bärs auch der Steuerschieber steigt und umgekehrt. Der Bolzen *b* (Fig. 1227), um welchen der Hebel *f* schwingt, sitzt nun an einem Hebel, der mit dem Hebel *m* an gemeinsamer, quer durch das Maschinengestell

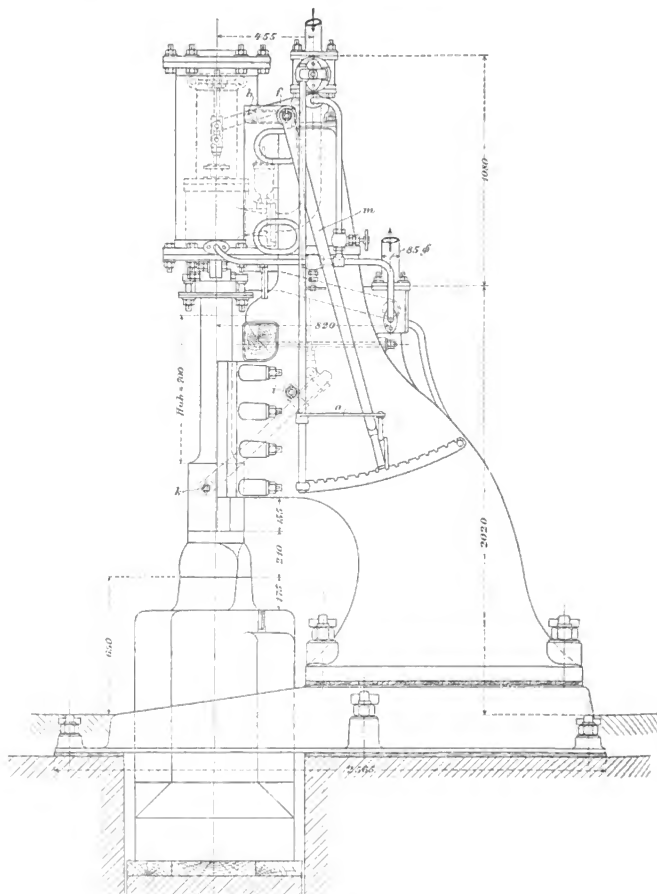


Fig. 1227.

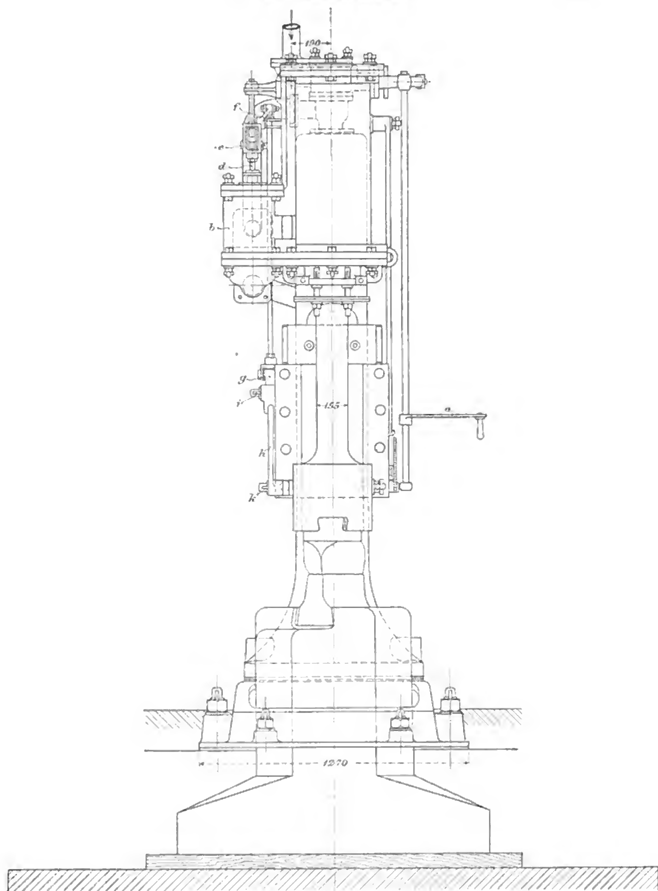


Fig. 1228.

Schnit a-b der Fig 1230.

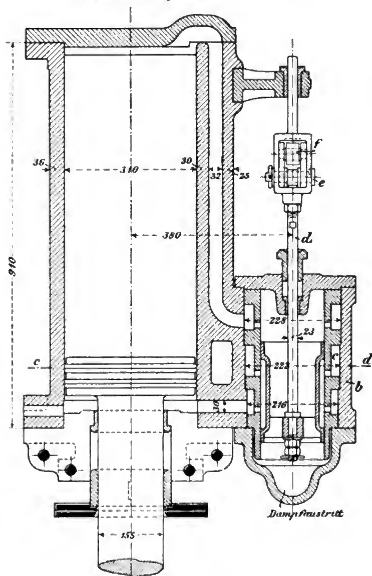


Fig. 1229.

Schnitt c-d der Fig. 1229.

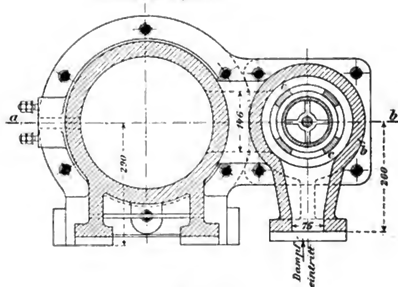


Fig. 1230.

gehender Welle befestigt ist, so daß durch Einstellen von *m*, was durch eine an seinem unteren Ende befindliche Handhabe geschieht, die Höhenlage des Bolzens rasch verstellt werden kann (vgl. S. 629). Es sei noch darauf hingewiesen, daß der Unteramboß frei durch die Fußplatte ragt und auf besonderem Fundament ruht. Es werden diese Hämmer für 100 bis zu 1000 kg[1]) Bärgewicht gebaut.

Der von J. Banning, A.-G., gebaute Hammer (Fig. 1231, 1232, 1233) besitzt 750 kg Bärgewicht.[2]) Seine Steuerung ist wie folgt eingerichtet: Auf einem Zapfen des Bärs steckt eine in der Hülse *a* verschiebliche Stange; sie veranlaßt die Hülse *a*, um den Kurbelzapfen der Welle *b* zu schwingen. An *a* befindet sich ein Nocken, ein Vorsprung, welcher in eine Ausklinkung der Schieberstange *c* greift. Eine kräftige, die Schieberstange zum größten Teil einhüllende Feder drückt diese Stange stets nach unten, so daß letztere nebst dem an ihr befestigten Röhrenschieber den Bewegungen des an *a* sitzenden Nocken folgt. Durch Drehen der Welle *b* hebt oder senkt man den Drehzapfen von *a*, wodurch einesteils seine Lage der Werkstückdicke angepaßt, anderseits Zahl und Heftigkeit der Schläge bis zu einem gewissen Grade geregelt werden können. Man vermag auch durch Heben des mit der Welle *b* fest verbundenen Handhebels *d* den Steuerschieber so hoch zu halten, daß der Hammer überhaupt nicht arbeitet, und kann durch rasches Senken des Hebels *d* einen einzelnen heftigen Schlag hervorbringen.

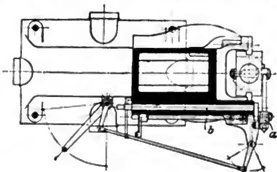


Fig. 1231.

Da der weiter oben genannte an *a* sitzende Nocken den Steuerschieber nur in der Richtung nach oben beeinflußt, so ist möglich, die Selbststeuerung ganz auszuschalten und reine Handsteuerung zu verwenden. Wird der Handhebel *d* ganz nach unten gelegt, so daß der Drehzapfen von *a* in tiefster Lage sich befindet, so kann die Schieberstange durch den Daumen *f* (Fig. 1233), d. h. mittels des Handhebels *e* gehoben werden. Wird *e* in seiner höchsten Lage festgehalten — wozu eine Klinke dient — so bleibt auch der Bär schwebend in seiner höchsten Lage. Damit bei Benutzung der Handsteuerung der Bär nicht zu hoch steigt, befindet sich in dem oberen Zylinderdeckel ein Prellbolzen, gegen den sich eine Feder mit 8400 kg Tragkraft legt.

Den Dampfzutritt regelt ein liegender Flachschieber, der eine an der stehenden Welle *g* ausgebildete Kurbel betätigt. Die Welle *g* ist der Handkurbel *h* angelenkt.

Ein mit der Schieberstange *c* verbolztes Stängelchen *i* betätigt die Ratsche einer oben am Maschinengestell befestigten Schmierpumpe (in Fig. 1233 angedeutet), um regelmäßig Öl in den Schieberkasten zu führen.

Statt des Dampfes hat man gespannte Luft zum Betriebe von Hämmern benutzt.[3]) Bedeutung haben von diesen Hämmern nur die sogenannten

[1]) Vgl. Z. 1902, S. 1385, mit Abb.
[2]) Z. 1902, S. 1384, mit Abb.
[3]) Allens Nietmaschine, Dingl. polyt. Journ. 1878, Bd. 230, S. 101; 1879, Bd. 231, S. 306, mit Abb.

Preßluftwerkzeuge gewonnen. Das sind mit Luft, deren Überdruck 4 bis 5 kg für 1 qcm beträgt, betriebene Hämmer, mit welchen man Meißel, Stemmer u. dgl. gegen Werkstücke treibt. Die Schlagzahl wird zu 1200 bis 6000 minutlich angegeben. Die Hämmer sind so klein, daß sie frei in

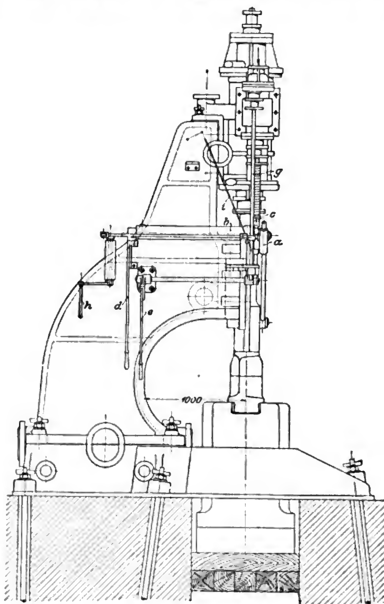


Fig. 1232.

der Hand geführt oder doch bequem getragen werden können. Ihre Bauart unterscheidet sich namentlich durch die Steuerungseinrichtungen, indem entweder der Kolben bzw. seine Stange die Luftein- und -auslaßöffnungen unmittelbar, ohne bewegliche Zwischenmittel freilegt und schließt[1]) oder ein besonderer selbsttätiger Steuerschieber hierfür vorgesehen ist.[2])

[1]) Ross, Z. 1894, S. 86, mit Abb. Barth, Revue industrielle, Aug. 1895, S. 343, mit Abb. Ridgely-Johnson, American Machinist, 9. Juni 1898, mit Abb. Clement, Z. f. W., Mai 1898, S. 360, mit Abb. v. Hessert, Z. 1901, S. 972, mit Abb.

[2]) Mac Coy, Z. 1891, S. 367, mit Abb. Thomson, Revue industrielle, Aug. 1895, S. 343, mit Abb. Kunze, Glasers Annalen, Aug. 1898, S. 52, mit Abb. Boyer, Z. f. W. Mai 1899, S. 258, mit Abb. C. Rizor, Z. 1901, S. 787, mit Abb. Gunnel, Z. 1901, S. 864, mit Abb. Haeseler-Ingersoll, Engineering News, Mai 1903, S. 440, mit Abb.

Fig. 1234 ist der Längenschnitt des Ridgely-Johnsonschen einfachen Hammers. In der Hülse *A* des aus Bronze gegossenen Handgriffs steckt der aus Werkzeugstahl geschmiedete und gehärtete Stiefel *B* und wird dort durch das Gewinde des Deckels *F* festgehalten. Ein Sperrstift *L* hindert das eigenmächtige Drehen des Deckels *F*. Im rechtsseitigen Ende von *B* steckt die auswechselbare, zur Führung der Werkzeuge dienende Stahlbüchse *D*. Die Druckluft tritt bei *N* in den Handgriff. Durch einen Druck auf das Hebelchen *G* wird das Ventil *K* geöffnet, so daß die Druckluft durch das Loch *R* in den zwischen der Innenfläche von *B* und dem Kolben *E* befindlichen Hohlraum gelangt. Bei der gezeichneten Lage von *E* strömt die Druckluft durch vier Bohrungen in das Innere von *E* und drückt diesen Kolben nach rechts, diesen zu einem Schlag auf das in *D* steckende Werkzeug veranlassend. Es sind hierbei die Mündungen der vier Bohrungen von *E* in die rechts befindliche Erweiterung von *B* gekommen, so daß die hinter *E* befindliche Druckluft durch die Öffnung *O* frei abströmen kann. Nunmehr kommt der gegen die Ringfläche des Kolbens *E* nach links wirkende Luftdruck zur Geltung und schiebt den Kolben wieder in die gezeichnete Lage. Dieser Hammer arbeitet mit sehr großer Schlagzahl, aber mit geringem Hub. Der Kolbendurchmesser beträgt 22 bis 28 mm und der Hub ebensoviel oder weniger.

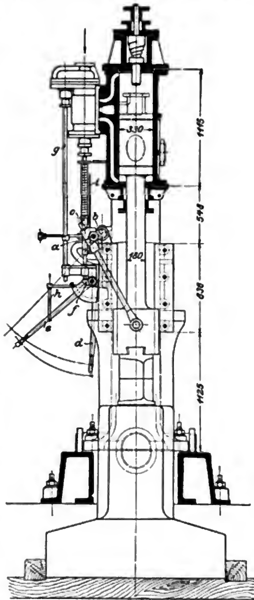


Fig. 1233.

Größere Hübe und demgemäß heftigere Schläge bei allerdings geringerer Hubzahl erreicht man durch Einschalten besonderer, für sich beweglicher Steuerungsmittel. Ich wähle als Beispiel den Hammer von De Fries & Co., welchen Fig. 1235 im Schnitt darstellt. Der Stiefel *H* steckt in einem röhrenförmigen Ansatz des Handgriffs *A* und wird hier mit diesem durch die Kappe *I* festgehalten; ein Stift sichert gegen eigenmächtiges Lösen der Kappe. Die Druckluft gelangt von der Höhlung des Handgriffs *A* aus

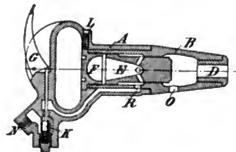


Fig. 1234.

durch ein Ventil *B*, welches durch einen Druck auf *D* geöffnet werden kann, in einen zweiten Hohlraum des Handgriffes. Dieser vermittelt den Zutritt zur kleinen Fläche des Steuerkölbchens *F*, zu einem Teil der Außenfläche der zum Steuerkolben *E* gehörenden Büchse und dem in *H* gebohrten Kanal *c*. Letzterer mündet gegenüber der Eindrehung des Kolbens *L*, wenn dieser in der gezeichneten Lage sich befindet. Die hier eintretende Druckluft tritt unter Vermittlung des durch die Eindrehung des Kolbens entstandenen Hohlraumes durch den Kanal *g* hinter *F* sowie durch den Kanal *k* unter den Kolben *E*, so diese beiden Kolben in die gezeichnete Lage bringend. Es kann nun durch den Kanal *m*, welcher in der Erweiterung des Stiefels *H* mündet, die Druckluft in diese Erweiterung treten, um den Kolben *L* zurückzuschieben und gleichzeitig die hinter *L* befindliche Luft durch den Kanal *n* abströmen. *L* schließt dabei zunächst die Mündung von *m* und legt bald darauf die Öffnung *o* frei, so daß die vor dem Kolben

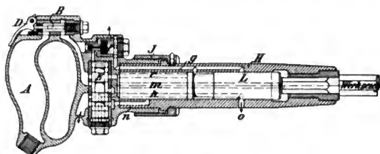


Fig. 1235.

L befindliche Luft und gleichzeitig die auf die große Fläche von *F* wirkende abströmen kann. *F* verschiebt sich nach rechts und demzufolge *E* nach unten, es wird der Kanal *n* abgesperrt und der Druckluft freier Zutritt hinter den Kolben *L* gewährt, also ein Schlag hervorgebracht und die in Fig. 1235 gezeichnete Lage wiedergewonnen. Es wird dieser Hammer mit 22 bis 40 mm Kolbendurchmesser und 60 bis 225 mm Kolbenhub ausgeführt.

Die Drucklufthämmer kommen für eigentliche Schmiedearbeit nicht in Frage, wohl aber für das Nieten und Verstemmen, auch das Behauen mittels Meißels. Ich habe sie hier eingereiht, um ihnen einen Platz zu geben.

Hier sind noch die Hämmer zu erwähnen, welche durch die Verbrennungsgase von Gas und Erdöl betrieben werden: Gas- und Erdöl- oder Petroleum-Hämmer.[1]) Es wird von diesen Hämmern bisher nur sehr wenig Gebrauch gemacht.

3. Federhämmer.

Man kann den Hammer oder ein Gesenk durch eine Kurbel bewegen. Die Kurbel liefert aber eine ganz bestimmte Wegeslänge, so daß sie versucht, die volle Eindringungstiefe des Werkzeugs zu erzwingen, wenn auch der Widerstand viel größer ist, als beim Bau der Maschine vorausgesetzt

[1]) P. Schrabb & Aug. Ferrien, Dingl. polyt. Journ. 1881, Bd. 240, S. 7. Robson, Engineering, Mai 1885, S. 573, mit Schaubild; The Engineer, Sept. 1886, S. 206, mit Abb.; Revue générale des machines outils, Jan. 1887, S. 5, mit Abb.; Z. 1887, S. 824, mit Abb.; Robson & Pinkney, Z. 1888, S. 553, mit Abb. Banki, Gas- und Erdölhämmer, Z 1894, S. 582, mit Abb. Erdölhammer: Lieckfeld, Die Petroleum- und Benzinmotoren, München und Leipzig 1894, S. 189, mit Schaubild.

war. Es eignet sich der reine Kurbelbetrieb daher nur für solche Schmiedemaschinen, bei denen die bestimmte Eindringungstiefe der Werkzeuge einen zu großen Widerstand nicht zur Folge hat, überhaupt die Überschreitung einer gewissen Größe des Widerstandes nicht in Frage kommt. In manchen Sonderfällen ist diese Vorbedingung zu erfüllen und wird demgemäß der reine Kurbelbetrieb angewendet.

Der Bruch der Maschine ist aber auch trotz zu großen Widerstandes, bzw. trotzdem die Eindringungstiefe der Werkzeuge mittels der zulässigen Kraft nicht erreicht werden kann, durch Einschalten einer Nachgiebigkeit zwischen der Kurbel und den wirkenden Flächen zu vermeiden. Es kommt hierfür selten Druckwasser zur Verwendung; regelmäßig wählt man elastische Nachgiebigkeiten, Federn.[1])

Wenn aber Kurbelwarze und tätiges Werkzeug elastisch miteinander verbunden sind, so tritt eine neue Erscheinung ein: es weicht das Werk-

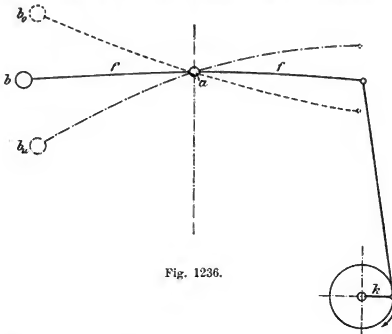


Fig. 1236.

zeug gegenüber dem von der Kurbel angestrebten Ziele nicht allein dann zurück, wenn der Widerstand zu groß wird, sondern bewegt sich überhaupt nach andern Gesetzen, als wenn seine Verbindung mit der Kurbelwarze aus starren Gliedern besteht.

Es greife die Lenkstange der Kurbel *k* (Fig. 1236) an das eine Ende einer geraden Blattfeder *f*, die bei *a* beweglich gestützt ist und am andern Ende einen schweren Körper *b* trägt. Bei mittlerer Stellung der Kurbel wird *f* so wie die ausgezogene Linie angibt, einfach gekrümmt sein, und zwar so, daß der nach oben gerichtete Scheitel der Krümmung etwa durch den Stützpunkt *a* geht. Es ist dabei angenommen, daß die Kurbel sich mit gleichförmiger Geschwindigkeit in der Richtung des angegebenen Pfeiles dreht. Während die Kurbel von ihrer Mittellage bis zu ihrem unteren toten Punkte sich weiter dreht, wird die Geschwindigkeit des zweiten Angriffspunktes der Lenkstange, des rechtsseitigen Endes von *f* bis zu Null

[1]) Vgl. Acme-Bolzenschmiedemaschinen, The Iron Age, 7. Aug. 1902, mit Abb.

verzögert. Dieser Verzögerung ohne weiteres zu folgen, ist das Gewicht *b* nicht geneigt; es bewegt sich zunächst mit bisheriger Geschwindigkeit weiter, wodurch die Spannung der Feder nachläßt oder letztere mit geringerer Kraft auf *b* wirkt, als dessen Gewicht beträgt, so daß nunmehr auch die nach oben gerichtete Geschwindigkeit von *b* abnimmt. Jene von der Kurbel unmittelbar hervorgerufene Verzögerung der Geschwindigkeit des rechtsseitigen Federendes ist in der Nähe des Kurbel-Totpunktes am größten, sonach auch die Entlastung der Feder an ihrem linksseitigen Ende. Die Feder verliert von ihrer bisherigen Krümmung um so mehr, je weiter der Kurbelzapfen von seiner mittleren Lage sich entfernt. Ist die Geschwindigkeit der Kurbel eine geringe, so wird die Krümmung der Feder in höchster Lage von *b* nur wenig abweichen, ist die Geschwindigkeit so groß, daß die auf *b* entfallende Verzögerung der Beschleunigung des freien Falls längs des von *b* nach oben zurückzulegenden Weges entspricht, so wird die Feder *f* gerade werden, ist aber die Kurbelgeschwindigkeit größer, so hat in dem Augenblicke, in welchem die Kurbel den unteren Totpunkt erreicht, die Feder *f* sich gegen früher entgegengesetzt gebogen, wie die ----- gezeichnete Linie andeutet. Von nun ab versucht die Kurbel dem Gewicht *b* eine nach unten gerichtete, beschleunigte Bewegung zu erteilen. So lange diese Beschleunigung kleiner ist als diejenige des freien Falles, so lange eilt *b* vor; es ändert sich die Biegung der Feder in entgegengesetzter Richtung als bisher. Ist aber die Kurbelgeschwindigkeit so groß, daß sie *b* eine erheblich größere Beschleunigung zumutet, so bleibt *b* zunächst noch zurück, indem *f* sich weiter mit dem Scheitel nach unten krümmt. Die vermehrte Spannung der Feder kommt dem freien Fall von *b* zu Hilfe und letzteres hat, während die Kurbel ihre zweite Mittellage durchschreitet, eine weit größere Geschwindigkeit, als wenn *f* ein starrer Balken wäre. Bei der nun folgenden Geschwindigkeitsverzögerung des rechtsseitigen Federendes eilt *b* mehr und mehr vor, die Feder wird stärker so gebogen, daß der Scheitel der Biegung oben liegt, und erst, wenn der obere Totpunkt der Kurbel durchschritten ist, nimmt diese Biegung allmählich ab.

Durch Verwenden einer Feder *f*, statt eines starren Balkens wird daher der Weg von *b* größer, und zwar ist diese Vergrößerung um so beträchtlicher, je größer die Kurbelgeschwindigkeit ist.

Ersetzt man nun das Gewicht *b* durch einen Hammer und bringt ein Werkstück in die Höhe der Stelle, in welcher der Hammer seine nach unten gerichtete Geschwindigkeit vermöge der mehr und mehr gesteigerten Federspannung verloren hat, so wird es etwa leicht berührt. Hebt man aber das Werkstück in die Höhe, in welcher der Hammer seine größte nach unten gerichtete Geschwindigkeit hat, so übt der Hammer die größte seiner Schlagwirkungen aus.

Damit ist eine Schmiedemaschine gegeben, bei der die Schlagwirkung durch Ändern der Kurbelgeschwindigkeit und auch durch Ändern des Abstandes des Werkstückes von der mittleren Hammerlage geregelt werden kann, welche außerdem ihrem inneren Wesen nach sich für rasche Folge der Schläge eignet.

Die Gesamtanordnung des Palmerschen Hammers[1]) deckt sich mit

[1]) Dingl. polyt. Journ. 1874, Bd. 214, S. 429, mit Abb.

der Fig. 1236, andere Hämmer mit Blattfedern findet man in unten verzeichneten Stellen.[1])

Statt stählerner oder hölzerner Federn verwendet man nicht selten aus Gummi bestehende.[2]) Der Bradley-Hammer (Fig. 1237) ist ein Helmhammer. In der Mitte des Untergestelles befindet sich die Kurbelwelle, welche mittels Lenkstange einen um wagerechte Zapfen schwingenden, aus Temperguß bestehenden Hohlkörper betätigt. Dieser Hohlkörper

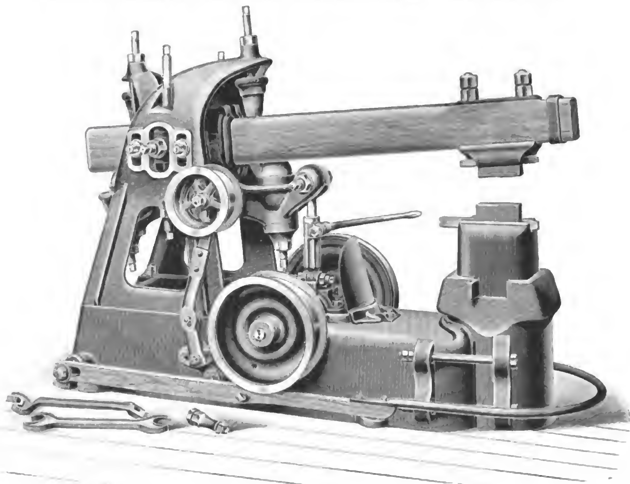


Fig. 1237.

überträgt seine Schwingungen mittels drei Gummipuffer auf den Helm des Hammers. Ein vierter Gummipuffer — der rechts oben sichtbare — sitzt fest am Maschinengestell. Schlagstärke wie Raschheit der Schläge regelt man durch Bremsen der durch Riemen angetriebenen Kurbelwelle, auch wohl gleichzeitiges Entspannen des Treibriemens (Zurückziehen einer Spann-

[1]) Riedinger, Dingl. polyt. Journ. 1874, Bd. 213, S. 194, mit Abb. Martini, Dingl. polyt. Journ. 1882, Bd. 244, S. 275, mit Abb. Ångström, Dingl. polyt. Journ. 1882, Bd. 245, S. 492, mit Abb. Zwisler, Dingl. polyt. Journ. 1883, Bd. 248, S. 314, mit Abb. Hassel, Dingl. polyt. Journ. 1885, Bd. 258, S. 60, mit Abb. Henckels, Z. 1886, S. 544, mit Abb. Versch.: Z. 1887, S. 446, mit Abb. Beaudry, The Iron Age, Febr. 1896, S. 475, mit Schaubild.

[2]) Bradley, Z. 1887, S. 460, mit Abb. Desgl. The Iron Age, Febr. 1890, S. 291, mit Schaubild. Jenkins, The Iron Age, März 1891, S. 585, mit Schaubild. Beaudry, The Iron Age, Jan. 1892, S. 114, mit Schaubild.

rolle) unter Vermittlung eines zu tretenden Hebels, welchen der Schmied selbst betätigt. Eine fernere Regelung der Schlagstärke kann durch Ändern des Abstandes vom Amboß bis zur mittleren Hammerlage herbeigeführt werden, indem man die Lenkstangenlänge ändert. Man verfolgt hiermit aber auch den Zweck, die mittlere Hammerlage der Werkstückdicke anzupassen. Der Hammer wird mit 12 bis 90 kg Bärgewicht bei 400 bis 225 minutlichen Schlägen für 25 bis 100 mm dickes Schmiedeeisen ausgeführt.

In größerer Ausdehnung benutzt man für den vorliegenden Zweck die atmosphärische Luft als elastisches Mittel.

Durch die 1873er Wiener Weltausstellung wurde zuerst der Shollsche Luftfederhammer bekannt.[1]) Das Wesentlichste desselben besteht in einem durch Kurbel und Lenkstange auf- und niederbewegten Stiefel *a* (Fig. 1238), welcher am Maschinengestell gute Führung findet und einem Kolben *k*, an dessen Stange *b* der eigentliche Hammer sitzt. Etwa in halber Höhe des Stiefels ist dessen Wand mit einigen Löchern versehen. Von der gezeichneten Lage aus kann der Kolben *k* zunächst gegenüber dem steigenden Stiefel zurückbleiben, dabei verschließt er die Seitenöffnungen des Stiefels, und die unter dem Kolben befindliche Luft verdichtet sich, so daß *k* gezwungen wird, mit zu steigen. Die Beschleunigung des Bärgewichts (Kolben *k*, Stange *b* und Hammer) erfolgt in kurzer Zeit, der Druck der unter *k* befindlichen verdichteten Luft steigert sich und der Kolben schnellt im Stiefel empor. Oben wiederholt sich derselbe Vorgang, so daß im ganzen die Bewegungsart des Bärs derjenigen gleicht, die weiter oben für das an einer Blattfeder sitzende Gewicht beschrieben ist. Die Öffnungen in der Stiefelwand (Fig. 1238) dienen im wesentlichen zum Ersatz verloren gehender Luft.

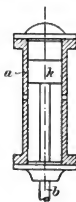


Fig. 1238.

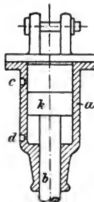


Fig. 1239.

Bei einem später beschriebenen Shollschen[2]) Hammer, sowie den von Chenot,[3]) Longworth[4]) und Browett[5]) angegebenen Hämmern wird der Kolben durch die Kurbel angetrieben, während der Hammer mit dem Stiefel fest verbunden ist. Es finden sich an den zuletzt angeführten Luftfederhämmern noch sonstige Eigentümlichkeiten, hinsichtlich welcher ich auf die angezogenen Quellen verweise. Wegen des Longworth-Hammers und Nachbildungen desselben füge ich noch einige Quellenangaben an.[6])

A. Schmid[7]) versieht den von Kurbel und Lenkstange auf- und niederbewegten Stiefel *a* (Fig. 1239) mit zwei Öffnungen *c* und *d*. Diese

[1]) Dingl. polyt. Journ. 1875, Bd. 215, S. 397, mit Abb.; 1878, Bd. 227, S. 343, mit Abb.

[2]) Dingl. polyt. Journ. 1878, Bd. 227, S. 343, mit Abb.

[3]) Daselbst, S. 426, mit Abb.

[4]) Daselbst, S. 524, mit Abb.

[5]) Dingl. polyt. Journ. 1876, Bd. 220, S. 404, mit Abb.

[6]) Engineering, Juni 1884, S. 543, mit Abb. The Engineer, Febr. 1892, S. 177. Player, Dingl. polyt. Journ. 1887, Bd. 263, S. 318, mit Abb. Müller, Bayer. Industrie- und Gewerbeblatt, S. 358, mit Schaubild.

[7]) D.R.P. No. 17726; 26. Sept. 1881.

sind zunächst mit Saugventilen versehen, so daß Luft zufließt, sobald im Stiefelinnern eine niedrigere als die atmosphärische Spannung eintritt. Das bei *d* befindliche Ventil kann aber auch so eingestellt werden, daß — bei höherer Spannung unter dem Kolben *k* — Luft auszufließen vermag. Hierin liegt ein neues, sehr wirksames Steuerungsmittel, dessen Anwendung jedoch in der von Schmid zunächst angegebenen Ausführungsform recht unhandlich ist; Fig. 1240 und 1241[1]) zeigen eine verbesserte Ausführungsweise. Es sollen bei *D* (Fig. 1240) in der Wand des Stiefels *A* angebrachte

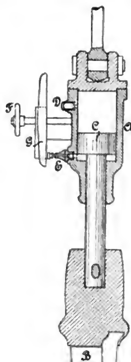


Fig. 1240.

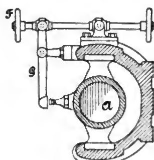
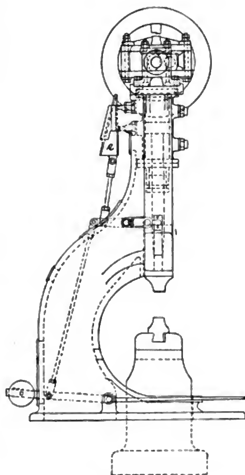


Fig. 1241.


Fig. 1242.

kleine Öffnungen nach Bedarf Luft ein- oder austreten lassen, um zu verhüten, daß die über dem Kolben *C* befindliche Luft zu sehr verdünnt oder verdichtet wird. Bei *E* befindet sich ein Ventil, welches eine nach außen wirkende Schraubenfeder stets zu schließen sucht, aber durch eine Schiene *G*, längs welcher der herausragende Stift des Ventils sich auf- und niederbewegt, mehr oder weniger geöffnet werden kann, um den Luftaustritt und

[1]) Z. 1892, S. 1035, mit Abb.

Lufteintritt am unteren Ende des Stiefels abzusperren oder in beliebigem Grade freizulegen. *G* kann nämlich nach der Grundrißfigur 1241 mittels Schraube und Handrad *F* dem Stiefel *A* nach Bedarf genähert werden. Die Ausführungsform der Hackney-Hammer-Co.[1]) ist eine Verbesserung der vorigen. Es dient auch hier eine lotrechte Schiene, nämlich *e* (Fig. 1242) in ähnlicher Weise wie soeben angegeben, zum Steuern; sie ist aber keilförmig und kann demgemäß durch Gestänge und einen zu tretenden Hebel verstellt werden. Außerdem ist die Ventilanordnung am Stiefel anders, wie die Schnittfigur 1243 erkennen läßt. *c* und *d* sind Saugventile, durch welche Luft eintritt, wenn der Druck im Innern des Stiefels niedriger wird als der im Freien herrschende. Auf der andern Seite des Stiefels befinden sich zwei steuerbare Ventile *a* und *b*. Schraubenfedern suchen das Ventil *a* stets offen, das Ventil *b* stets geschlossen zu halten; durch den Druck der Schiene *e* (Fig. 1242) gegen die herausragenden Ventilstifte kann *a* mehr oder weniger geschlossen, *b* geöffnet werden. Ist *a* ganz offen, *b* ganz geschlossen, so wird die Schlagwirkung gering, weil die über dem Kolben befindliche Luft nur wenig Spannung hat, die unten eingeschlossene aber dem Hinabschleudern des Bärs entgegenwirkt. Nach dem Öffnen von *b* und dem Schließen von *a* bildet sich dagegen über dem Kolben ein dichtes Luftkissen, welches das Fallen des Bärs kräftig fördert, während das untere Luftkissen nur wenig widersteht; es ist der Schlag demnach sehr kräftig.

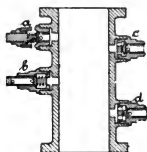


Fig. 1243.

Bei Verwendung dieser Steuerung ist eine Änderung der Kurbelgeschwindigkeit für das Regeln der Schlagstärke überflüssig, während die Änderung des Abstandes zwischen mittlerer Hammerbahnhöhe und dem Amboß durch die Steuerung von selbst herbeigeführt wird.

Mit dem Gestänge der Steuerung ist ein gegen den Bär drückender Bremsbacken verbunden, welcher bei niedriger Lage von *e* (Fig. 1242) sich gegen den Bär legt und ihn festhält, sobald man nicht auf den am Fuß der Maschine befindlichen bügelartigen Hebel tritt.

Fig. 1244, 1245 und 1246 stellen diesen Hammer für 100 kg Bärgewicht so dar, wie er von H. Hessenmüller gebaut wird. Man sieht aus diesen Abbildungen deutlicher, daß die über dem Kopf des Maschinenständers gelagerte gekröpfte Welle in eine am Deckel des Stiefels ausgebildete Schleife greift, also eine Lenkstange vermieden ist. Der Stiefel sowohl als auch der Bär gleitet in Führungsnuten des Gestells. Der zu tretende Hebel *f* wirkt mittels nachstellbarer Stange auf einen Zwischenhebel, welcher auf der quer durch das Maschinengestell gesteckten Welle *i* festsitzt. Eine zweite nachstellbare Stange verbindet den in Rede stehenden Hebel mit dem Keil *e*. Auf *i* sitzt, außerhalb des Maschinenständers, ein Handhebel *h*, um das Steuern durch einen besonderen Mann ausführen lassen zu können. Die Querwelle *i* überträgt ihre Drehbewegung durch zwei Kegelradpaare auf die beiden Wellen *o*, welche zum Andrücken der beiden weiter oben genannten Bremsbacken dienen.[2]) *a* bezeichnet den

[1]) American Machinist, 14. Mai 1891, mit Abb. The Iron Age, 12. Mai 1892 S. 922, mit Schaubild. Z. 1892, S. 1036, mit Abb.
[2]) D.R.P. No. 99895; Z. 1899, S. 109, mit Abb.

Amboß, welcher frei durch eine Öffnung des Maschinenfußes ragt und unten unabhängig vom Hammergestell gestützt wird.

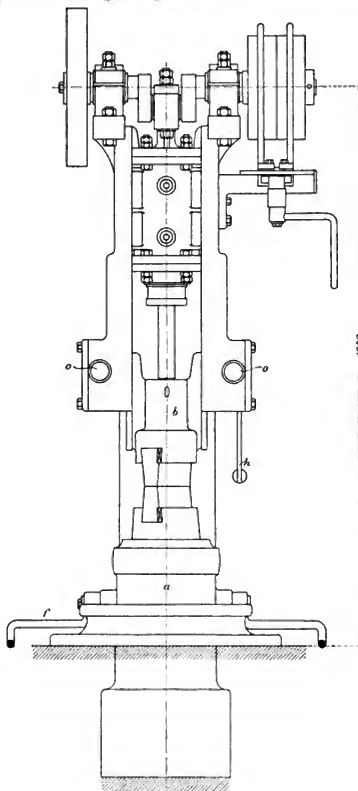


Fig. 1244.

Diese Hämmer werden für 50 bis 250 kg Bärgewicht gebaut; größere, bis zu 500 kg Bärgewicht, erhalten ein torartiges Gestell. Die minutliche

Schlagzahl schwankt zwischen 220 (für 50 kg) und 135 (für 500 kg Bär-

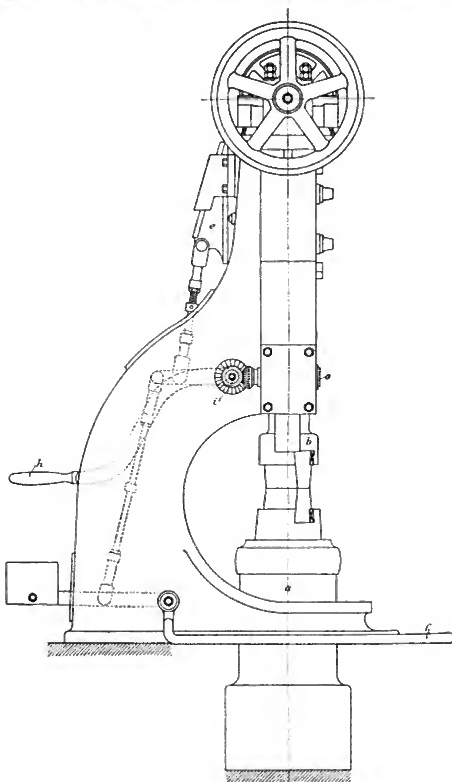


Fig. 1245.

gewicht), die größte zulässige Werkstückhöhe zwischen 120 und 270 mm. Sie werden sowohl durch Riemen wie auch durch Elektromotoren angetrieben.

Schon vor mehr als 39 Jahren ist ein Luftfederhammer bekannt geworden,[1]) bei welchem der Stiefel am Maschinengestell festsitzt; es spielt in ihm der den Bär tragende Kolben, je nachdem durch eine ventillose Luftpumpe, die über dem Kolben befindliche Luft angesaugt oder zurückgedrängt wird. Das ist demnach ein reiner Federhammer, der nur so zu steuern ist, wie ein solcher.

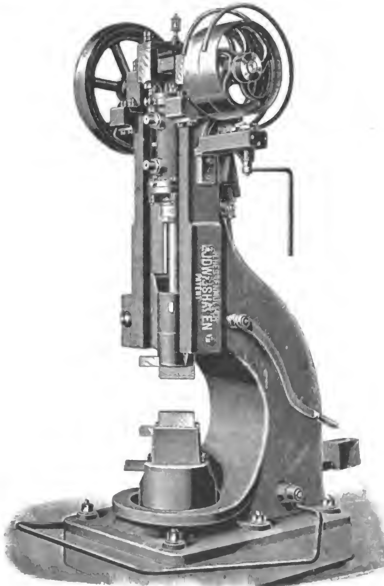


Fig. 1246.

Arns[2]) hat den festen Stiefel mit einem Luftein- bzw. auslaßhahn versehen und so eine sehr einfache Steuerbarkeit gewonnen. Fig. 1247 und 1248 zeigen diesen Hammer zum Teil im Schnitt, zum Teil in Ansicht, Fig. 1249 als Schaubild so, wie ihn Breuer, Schumacher & Co. bauen. Der Stiefel *s* ist dem durch Kurbel und Lenkstange angetriebenen Kolben *k*

[1]) Walton, Dingl. polyt. Journ. 1865, Bd. 176, S. 176, mit Abb.

[2]) D.R.P. No. 31975; Z. 1885, S. 110, mit Abb. American Machinist, Febr. 1890, S. 7, mit Schaubild.

und dem als Kolben ausgebildeten Bär *b* gemeinsam. In Fig. 1247 links ist eine im Stiefel feste Leiste angedeutet, die in eine Nut des Bärs *b* greift, um zu verhüten, daß dieser sich um seine Achse dreht. Zwischen *k* und *b* ist (Fig. 1248 rechts) ein ziemlich weiter Hahn *d* angebracht, dessen Küken durch eine einfache Handhabe gedreht werden kann. Ist er geschlossen, so verdünnt sich bei steigendem Kolben *k* die Luft zwischen *k*

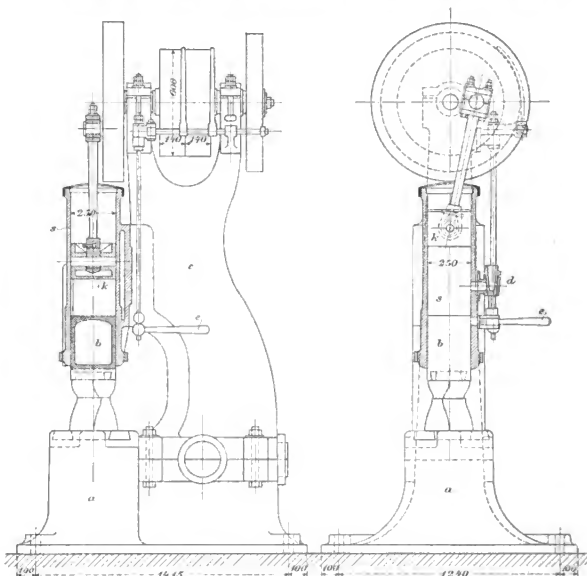


Fig. 1247. Fig. 1248.

und *b*, und die Atmosphäre drückt *b* nach oben. Bei dem Hubwechsel von *k* setzt *b* zunächst noch seine steigende Bewegung fort, so daß die zwischen *b* und *k* eingeschlossene Luft eine starke Verdichtung erfährt und den Bär *b* heftig nach unten wirft. Durch Öffnen des Hahns *d* schwächt man das Spiel des Bärs, und ist *b* ganz offen, so wird *b* kaum noch angehoben. Der Unteramboß *a* ist mit dem Ständer *c* durch Schrauben und Schrumpfringe verbunden; eine dem Arbeiter bequem liegende Handhabe *e* dient zum Verschieben des Treibriemens. Die Kurbelwelle des vorliegenden

Hammers soll sich minutlich 175 bis 225 mal drehen, also der Bär ebensoviele Schläge ausführen. Kleinere Hämmer machen bis zu 450 Schläge in der Minute.

Das Schaubild 1250 zeigt den Hammer so vorgerichtet, wie er zum Verhämmern der sogenannten Sprengringe der Eisenbahnwagenräder verwendet wird. Der untere Teil des festen Stiefels, derjenige, in welchem der Bär spielt, weicht von der lotrechten Lage des oberen Teiles so ab, daß die Hammerbahn schräg liegt, wie die in Rede stehende Bearbeitung



Fig. 1249.

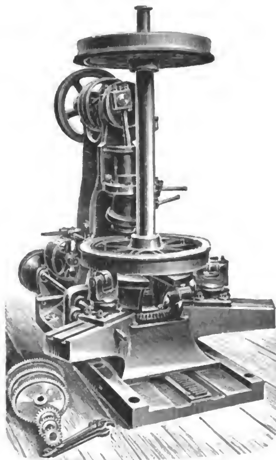


Fig. 1250.

es erfordert. Das Rad ruht auf drei Rollen und wird durch einen links im Bilde erkennbaren Antrieb langsam um seine Achse gedreht. Das übrige ergibt die Figur ohne weiteres.

Max Hasse & Co.[1]) verwendet für den von der Kurbel angetriebenen Kolben einen liegenden Stiefel und läßt die Luft unter den Hammerkolben treten. Sturm[2]) stellt die beiden selbständigen Stiefel nebeneinander und benutzt doppelt wirkende Kolben, und Beché[3]) treibt zwei Kolben gemeinsam an. Der eine wirkt, wie bei Arns, über dem Hammerkolben, der

[1]) D.R.P. No. 37461; Z. 1887, S. 103, mit Abb.
[2]) D.R.P. No. 7288; Dingl. polyt. Journ. 1880, Bd. 236, S. 198, mit Abb.
[3]) D.R.P. No. 90252; Z. 1897, S. 544, mit Abb.

andere arbeitet in dem Hammerkolben, so daß die doppelte Wirkung und gedrängte Bauart sich vereinigen.

Andere hierher gehörende Hämmer sind in den Quellen beschrieben.[1])

Bei den Federhämmern findet, wie die hier angeführten Beispiele ergeben, das Regeln durch Bremsen statt: Bremsen der Kurbelwelle oder des Luftein- bzw. -austritts usw. Andere Ausführungsarten — z. B. bei Longworth S. 642 — führen ebenfalls beträchtliche Reibungsverluste mit sich. Es lohnt sich deshalb eine rechnerische Behandlung, zumal diese sehr breit ausfällt, nicht.

4. Spindelpressen.

Von den Spindelpressen gehören hierher diejenigen, deren meist steilgängige Schraube mit Schwungkugeln oder Schwungrad versehen sind. Die Schraube wird, bevor das mit ihr verbundene Werkzeug — ein Gesenk oder dgl. — das Werkstück erreicht, gedreht und fällt zugleich, so daß die Schwungmasse eine gewisse Geschwindigkeit erhält. Es dient alsdann die so aufgespeicherte Arbeit zur Betätigung des Werkzeugs, sobald dieses das Werkstück getroffen hat. Es deckt sich somit die Wirkungsweise mit derjenigen der Hämmer; sie unterscheidet sich aber durch die weit größeren Reibungswiderstände und dadurch, daß während der eigentlichen Arbeit ganz bedeutende Drehmomente von der im Gestell befestigten Mutter aufgenommen werden müssen, die das Gestell abzuwürgen versuchen. Zum Zweck des Schmiedens werden diese Maschinen nicht mehr gebaut.

5. Ambofs und Gestell der Hämmer.

a) Der Amboß soll die Gegenwirkung des Hammerschlages bieten. Diejenige mechanische Arbeit, welche nicht für die Umgestaltung des Werkstücks und Zerstörung der Werkzeuge verwendet wird, zwingt den Amboß auszuweichen. Je schwerer der Amboß ist, um so geringer ist die Beschleunigung dieses Ausweichens, und da die Zeit, während welcher der Schlag auf ihn wirkt, eine sehr kleine ist, so fällt auch die durch diese Beschleunigung hervorgebrachte Geschwindigkeit um so kleiner aus, je schwerer der Amboß ist. Immerhin muß diese Geschwindigkeit wieder vernichtet werden, wozu eine mechanische Arbeit gehört, die der in den Amboß übergegangenen gleicht. Nachdem der Amboß zur Ruhe gekommen ist, soll er in die ursprüngliche Lage zurückgebracht werden.

Bei Handarbeiten heißt der Amboß häufig Gegenhalter. Ein gewichtiger Gegenstand wird mittels der Hand der Schlagstelle gegenüber angelegt, er weicht der Schlagwirkung ein wenig aus, und wird unmittelbar darauf durch die Hand wieder zurückbewegt.

Da, wo das Arbeitsvermögen des Menschen für den vorliegenden Zweck nicht ausreicht, könnte man den Amboß auf das eine Ende eines doppelarmigen Hebels setzen, dessen anderes Ende gehörig belastet ist. Diese Einrichtung dürfte jedoch praktisch nicht ausführbar sein; man macht davon keinen Gebrauch.

Es ist vielmehr ausschließlich eine elastische Stützung des Amboß gebräuchlich; diese erschwert zunächst die Beschleunigung des Amboß,

[1]) Yeakley, Revue industrielle, 14. Sept. 1901, mit Abb. Béché und Gross, Z. 1902, S. 1386, mit Abb. Hagener Gesenkschmiederei, Z. 1902, S. 1388, mit Schaubild.

vernichtet seine Geschwindigkeit und bringt ihn dann auf den ursprünglichen Platz zurück, und zwar unmittelbar. Sie muß allerdings kräftig und dauerhaft genug sein, um ihre Aufgabe längere Zeit erfüllen zu können.

b) Soweit das Gewicht des Amboß in Frage kommt, lautet die Antwort zunächst: es kann kaum zu groß gewählt werden. Da jedoch ein schwererer Amboß mehr kostet als ein leichterer, so begrenzen wirtschaftliche Gründe das Amboßgewicht. Man versteht nun bisher noch nicht den in den Amboß übergehenden Teil der Schlagwirkung, namentlich aber die durch diesen hervorgerufenen Erscheinungen im Amboß und seiner Stütze rechnerisch zu verfolgen und muß sich deshalb mit Erfahrungszahlen begnügen, die im Einzelfalle auf Grund persönlicher Anschauung nach oben oder unten geändert werden.

Nach der „Hütte"[1]) nimmt man an, wenn h die Hubhöhe des Hammers in Meter, G das Bärgewicht und Q das Gewicht des Amboß in Kilogramm bezeichnet:

für Hämmer zum Eisenschmieden $Q = 6 \cdot h \cdot G$, mindestens 8 G,
„ „ „ Stahlschmieden $Q = 10 \cdot h \cdot G$, „ 12 G,
„ „ mit frischem Oberdampf das 1,3fache der vorigen Werte.

Reibhämmer (S. 600—615) verhalten sich so wie Dampfhämmer ohne frischen Oberdampf; man wird daher für sie die für letztere vermerkten Zahlen verwenden können.

Es scheinen diese Werte aber oft erheblich unterschritten zu werden. So findet man bei dem größten Dampfhammer der Welt, demjenigen der Bethlehem Iron Co. (S. 619), $Q = 3 \cdot h \cdot G$, bei dem 80 t-Hammer zu Creuzot[2]) $Q = 1{,}88 \cdot h \cdot G$, bei dem 17,5 t Hammer des Eisenwerks Neuburg[3]) $Q = 3{,}6 \cdot h \cdot G$, bei dem 8 t-Hammer der Gesellschaft Cavé[4]) $Q = 3{,}75 \cdot h \cdot G$. Das sind einfach wirkende Hämmer. Von solchen, die mit frischem Oberdampf arbeiten, führe ich folgende an: Latrobe (S. 626) 20 t-Bär, $Q = 4{,}7 \cdot h \cdot G$; Rigby[5]) 12 t-Bär, $Q = 2 \cdot h \cdot G$; G. Sigl[6]) 6 t-Bär, $Q = 6 \cdot h \cdot G$; G. Brinkmann & Co. (S. 631) 500 kg-Bär, $Q = 10\ G$ und Breuer, Schumacher & Co. verzeichnen für ihre Hämmer mit 75 bis 750 kg Bärgewicht durchweg $Q = 8\ G$.

Wenn hiernach kleinere Amboßgewichte als die von der „Hütte" angegebenen ausreichen, so hat man es doch immer mit großen Gewichten zu tun.

Es liegt daher der Gedanke nahe, das Gewicht der ganzen Maschine in das Amboßgewicht mit einzuschließen, d. h. das Maschinengestell und sonstigen Zubehör mit dem Amboß fest zu verbinden. Dann muß alles die weiter oben erwähnten Bewegungen mitmachen, und da diese in sehr kurzer Zeit verlaufen, sich heftige Erschütterungen gefallen lassen. Diese dürften auf das Gestell um so zerstörender wirken, je größer der Grad des Ausweichens ist, weshalb für die Maschine selbst zweckmäßig erscheint, sie möglichst unnachgiebig zu stützen. C. Norland[7]) empfiehlt denn auch lebhaft, diejenigen Hämmer — er hat Reibhämmer mit 63 bis 870 kg Bärgewicht im

[1]) Des Ingenieurs Taschenbuch 1892, Teil I, S. 545.
[2]) Dingl. polyt. Journ. 1878, Bd. 229, S. 408, mit Abb.
[3]) Kittler, Riedler & Seeberg, Dampfhämmer, Graz 1870.
[4]) Polytechn. Zentralblatt 1858, S. 1317, mit Abb.
[5]) Dingl. polyt. Journ. 1881, Bd. 242, S. 97, mit Abb.
[6]) Prakt. Masch.-Konstr. 1887, S. 239.
[7]) American Machinist, Febr. 1895, S. 130, mit Abb.

Auge —, deren Gestell mit dem Amboß verbunden ist, auf eine harte Unterlage (Granit in Zement gemauert) zu stellen, und führt Beispiele an, nach welchen bei dieser Aufstellungsweise weniger Brüche vorgekommen sind, als bei der elastischen Stützung durch hohe, aus Stücken zusammengefügte Holzstöcke. Freilich wird man bei der harten Stütze größere Erschütterungen des Erdbodens empfinden, als bei der elastischen. Dieser Umstand dürfte der Anlaß zu der in Deutschland meistens vorkommenden elastischen Stützung sein. Fig. 1251 u. 1252 zeigen die für den Luftfederhammer (Fig. 1247 und 1248, S. 648) bestimmte Unterlage. Sie besteht aus zwei Lagen zusammengeschraubter Holzbalken. Die Rückwirkung des Amboß auf das Gestell sucht man zunächst durch möglichst geradlinige Verbindung beider unschädlich zu machen (vgl. Fig. 1198, u. 1199); man sucht sie oft durch elastische Einlagen — Holz, Leder, Kork, Filz — zu mildern.

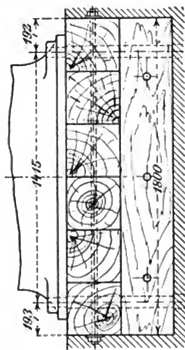


Fig. 1252.

Erfahrungsgemäß ist jedoch nur für kleinere Hämmer die Verbindung von Gestell und Amboß unbedenklich; für größere Hämmer vermeidet man sie, trennt sogar so viel wie möglich die Fundamente beider.

Bisher habe ich den ganzen Metallkörper, welcher das Werkstück während des Schmiedens stützt, Amboß genannt. Manche legen diesen Namen nur dem auswechselbaren Stück bei, welches die Amboßbahn enthält, und nennen den darunter befindlichen schweren Körper Chabotte oder Schawatte. Das möge zur Verständigung angeführt werden; ich werde zur Unterscheidung von dem oberen, auswechselbaren Teil den anderen Unteramboß nennen.

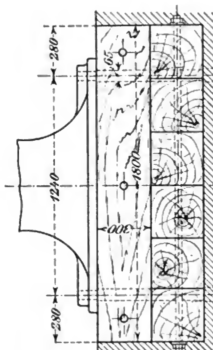


Fig. 1251.

Der Unteramboß besteht in der Regel aus Gußeisen, zuweilen aber aus Stahlguß. Man macht ihn verhältnismäßig hoch, teils um das verlangte Gewicht in der verfügbaren Grundfläche unterzubringen, teils aber auch, um seine eigene Elastizität für das notwendige Ausweichen der Hammerbahn mit benutzen zu können. Man hat sogar zwischen die einzelnen Teile des Unteramboß Holz, Korkrinde, Leder oder Filz gelegt, um seine elastische Nachgiebigkeit zu erhöhen. Eine Zerlegung des Unteramboß in mehrere

Teile ist meistens nötig, um ihn an seinen Ort zu bringen, oder von diesem hinwegnehmen zu können. Die Teilungsflächen sind selbstverständlich wagerecht, und es ist dafür zu sorgen, daß die Stücke verhindert werden, sich gegeneinander zu verschieben. Die Fig. 1224 bis 1246 enthalten auch die Darstellungen der zugehörigen Unterambosse.

Den Unteramboß stützt man auf den Amboßstock, der meistens aus Holz besteht; aber auch aus Zementmauerwerk[1]) gefertigte werden empfohlen. Bei hölzernen Amboßstöcken werden Hölzer lotrecht aufgestellt oder liegend verwendet.

Fig. 1253 zeigt den Amboß nebst Amboßstock des 17,5 t-Hammers des Eisenwerks Neuburg (S. 651), bei welchem der 1,84 m hohe Amboßstock aus

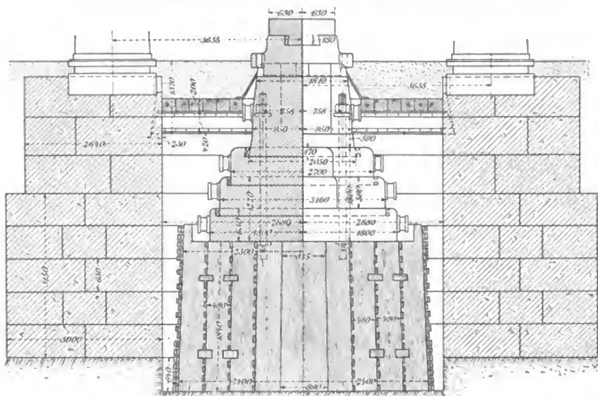


Fig. 1253.

aufrecht gestellten, gut zusammengefügten und durch mehrfache Reifenlagen gebundenen Hölzern besteht. Der zwischen Amboß und Gestellfundament frei bleibende Raum ist geeignet überbrückt. Es sei hervorgehoben, daß die unterste achteckige Fläche des Unteramboß 3,6 m über die Flächen mißt, also dem Amboßstock 10,7 qm Fläche darbietet.

Fig. 1274 und 1275 stellen den Amboß und seine Stützung, sowie das Gestellfundament eines 5 t-Hammers dar. Die rechte Hälfte von Fig. 1274 und die linke von Fig. 1275 sind Schnitte. Man sieht, daß die elastische Unterlage nur aus einer 300 mm dicken Holzschicht besteht, daß aber das diese tragende Mauerwerk auf mehr als 2,5 m Tiefe von dem in Fig. 1275

[1]) Z. 1867, S. 295, S. 355, mit Abb. Dingl. polyt. Journ. 1877, Bd. 225, S. 36, mit Abb.

links und rechts belegenen Gestellfundament getrennt gehalten ist. Vergleicht man ferner die Größe der unteren Amboßfläche (7,36 qm) mit der-

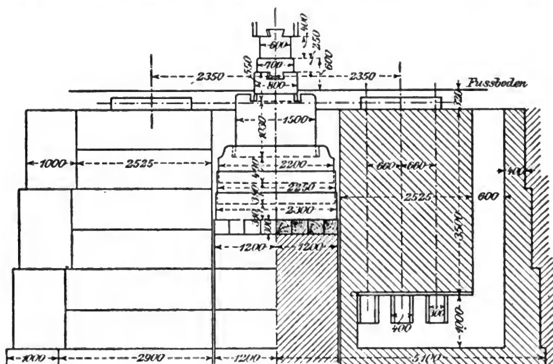


Fig. 1254.

jenigen des vorigen Hammers, so findet man, daß auf letztere 6 qcm Auflagefläche für 1 kg Bärgewicht, auf erstere dagegen 15 qcm Auflagefläche entfallen, sonach eine geringere Höhe der Holzschicht berechtigt erscheint. Im übrigen dürften Erläuterungen der Fig. 1254 u. 1255 entbehrlich sein.

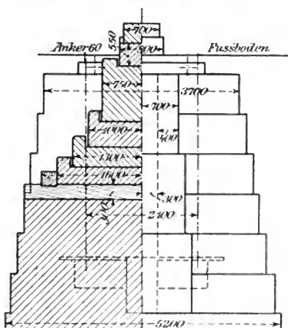


Fig. 1255.

Fig. 1256 u. 1257 zeigen den Amboß und seine Stützung, sowie Gestellfundament des 1 t-Hammers von Schultz & Göbel (S. 629) in lotrechtem Schnitt bezw. Grundriß. Hier ist die Holzlage nur 260 mm dick, aber auf 1 kg Bärgewicht entfallen 15,6 qcm Bodenfläche des Amboß. Endlich ist bei dem $^1/_2$ t-Hammer von G. Brinkmann & Co. (S. 631) die Holzunterlage nur 70 mm dick, aber die untere Fläche des Amboß so groß, daß auf 1 kg Bärgewicht 22 qcm Stützfläche entfallen. Es erscheint hiernach zulässig, die Höhe der Holzlage um so kleiner zu nehmen, je geringer das Bärgewicht (also auch die

Hubhöhe des Bärs) und je größer die für 1 kg Bärgewicht vorgesehene Amboßunterfläche ist.

c) Es gleicht sich die Massenwirkung ohne weiteres aus, wenn man gleichzeitig zwei ganz gleiche Hämmer von entgegengesetzten Seiten auf das Werkstück wirken läßt. Eine solche Anordnung würde auch den Verlust derjenigen mechanischen Arbeit, die vorübergehend in den Amboß übergeht, verhüten. Die bisher vorgeschlagenen Ausführungsformen dieses Verfahrens scheinen aber wenig befriedigt zu haben; wenigstens kommen derartige Hämmer fast gar nicht vor.[1])

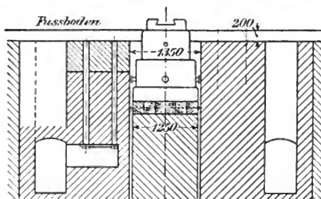


Fig. 1256.

d) Die Hammergestelle tragen die zum Heben des Bärs dienenden Einrichtungen und haben ferner dem Bär die erforderliche Führung zu bieten. Ihre Beanspruchung durch vom Amboß herrührende Erschütterung ist weiter oben genügend erörtert.

Bei dem Anheben des Bärs werden die Gestelle mit der Kraft $K = \alpha \cdot G$ (Gl. 146, S. 615) nach unten gedrückt; findet das Heben durch Dampf statt, so ist die größte nach unten gerichtete Kraft gleich der unteren Kolbenfläche mal den Dampfüberdruck für die Flächeneinheit, und bei Oberdampf drückt das Produkt aus oberer Kolbenfläche und dem Dampfüberdruck diejenige Kraft aus, welche beim oberen Hubwechsel in der Richtung nach oben auf das Gestell wirkt. Diese Beträge können überschritten werden: bei Reibhämmern durch zu starkes Anziehen des Hubriemens bzw. übermäßiges Andrücken der Reibrollen, bei Dampfhämmern durch Kompression des Dampfes unter oder über dem Kolben. Diese Überschreitungen sind nicht allgemein zu bestimmen; man wird sie durch schätzungsweise Zuschläge zu den erst angegebenen Werten berücksichtigen können. Es ist die Größe dieser Kräfte nun nicht zur Berechnung der Gestellabmessungen auf Grund der Festigkeit zu benutzen, sondern höchstens auf Grund des elastischen Widerstandes der Gestellteile. Wegen des raschen Wechsels der Beanspruchung entstehen Schwingungen des Gestelles. Letzteres ist so anzuordnen und zu bemessen,

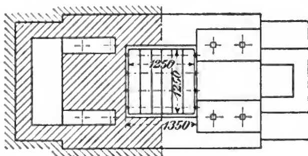


Fig. 1257.

[1]) Ramsbottom, Dingl. polyt. Journ. 1866, Bd. 182, S. 85, mit Abb. Thal, Dingl. polyt. Journ. 1872, Bd. 205, S. 501, mit Abb. Lesénéchal, Dingl. polyt. Journ. 1881, Bd. 240, S. 6, mit Abb. Massey, Revue industrielle, März 1896, S. 98, mit Schaubild. Horwich Shops, American Machinist, Sept. 1898, S. 648, mit Schaubild auf S. 650.

daß diese Schwingungen nur wenig Schaden verursachen können. Lotrechte Schwingungen sind unschädlich, soweit sie die Festigkeit des Gestelles nicht gefährden. Hieraus folgt, daß das torartige Gestell weit besser sich eignet als das C-förmige, da letzteres pendelnde Schwingungen, das sogenannte Nicken, herbeiführt. Man benutzt deshalb das C-förmige Gestell nur für kleinere Hämmer, und gibt ihm eine möglichst kleine Ausladung.

Die Beanspruchung des Hammergestells, welche von der Führung des Bärs herrührt, ist eine sehr verschiedene, je nach Benutzung des Hammers und dem Zustande der Führung (S. 620). Rechnerisches Verfolgen der auftretenden Kräfte ist so gut wie ausgeschlossen, weil keine bestimmten Vordersätze zu geben sind. Es ist hier das praktische Gefühl allein herrschend. Dasselbe gilt, wenn die Führung allein durch Stopfbüchse und Dampfstiefel stattfindet.[1])

Für die Wahl der Gestellart ist die geforderte Zugänglichkeit mit entscheidend. Hat der Hammer regelmäßig mit Gesenken begrenzter Größe zu arbeiten, so genügt die Zugänglichkeit eines schmalen torartigen Gestelles (Fig. 1181, S. 604). Sind lange Gegenstände zu schmieden, so ist das C-förmige Gestell bequemer; man neigt dann meistens die schmale, lange Hammerbahn um 45^0 gegen die Mittelebene des Gestelles, bringt auch wohl in letzterem, gegenüber dem Amboß, eine große Öffnung an. Bei sperrigen Werkstücken verdient wieder das torartige Gestell vorgezogen zu werden, oder kommt allein in Frage, indem auch bei großer Weite zwischen den Ständern nennenswertes Pendeln des Hammerwegs nicht vorkommen kann. Es wird für sperrige Werkstücke die Gestellform, welche Fig. 1203, S. 618 darstellt, mit Vorliebe verwendet, weil sie beliebig große Weiten zwischen den zum Tragen des Querbalkens dienenden Pfeilern gestattet.

III. Schmiedepressen.[2])

Wegen der Massenwirkungen, die von dem aufschlagenden Hammer ausgehen, und welche trotz weitgehender Vorsichtsmaßregeln auf die Werkzeugmaschine nicht allein, sondern auch auf deren Umgebung zerstörend wirken, wählt man in neuerer Zeit mehr und mehr eine andere Kraftübersetzung, und zwar eine solche, welche die wirksamen Flächen der Schmiedemaschine mit geringer Geschwindigkeit einander nähert. Man nennt solche Schmiedemaschinen Schmiedepressen.

Sie unterscheiden sich von den Hämmern schon durch die Größe der von den Werkzeugen zu überwindenden Widerstände, was nach den Erörterungen auf S. 590 selbstverständlich erscheint.

A. Widerstände.

Es liegen mehrere gute Versuche über die Größe der Kraft vor, mit welcher die langsam bewegten Werkzeuge gegen die Werkstücke geführt werden müssen.

R. M. Daelen fand bei einer Presse, welche bis zu 1200 t Druck

[1]) Morrison, Z. 1865, S. 622, mit Abb. Sellers, Dingl. polyt. Journ. 1874, Bd. 212, S. 382, mit Abb.

[2]) Vgl. Weißbach-Hermann, Maschinen zur Formänderung, 2. Teil, S. 1403, mit Abb. Braunschweig 1901.

auszuüben vermochte,[1]) folgende Werte für 1 qmm der Druckfläche *F* (Fig. 1167, S. 591).

Die zu schmiedenden Blöcke bestanden aus Flußeisen von mittlerer Härte, etwa 50 bis 60 kg/qmm Reißfestigkeit.

sehr warm gelb	wenig kälter dunkelgelb	rot	dunkelrot	braun	beinahe schwarz
5,5 kg	6,4 kg	6,77 kg und 5,1 kg	16 kg	17,6 kg	22,3 kg

Aus dem Vergleich dieser Zahlen mit den unter *aa*, S. 589 angegebenen Festigkeitszahlen ergibt sich, daß der zu überwindende Widerstand etwa 1,4 bis 1,7 mal so groß ist als die Festigkeit. Für den Widerstand, den „Schmiedeeisen" der Hammerbahn entgegengesetzt (vgl. S. 595), hat man dagegen einen mehr als zehnfachen Betrag der Festigkeit gefunden! Die Schmiedepressen zeichnen sich demnach vor den Hämmern nicht allein dadurch aus, daß sie frei von Erschütterungen sind, sondern auch durch erheblich geringeren Widerstand der Werkstücke, also geringeren Arbeitsaufwand.

Mit den Daelenschen Versuchsergebnissen befindet sich die Angabe[2]) in guter Übereinstimmung, daß Sellers 8,4 kg/qmm Stauchdruck für Gelenkbolzenaugen annimmt. Der zur Bildung eines Nietkopfes erforderliche Druck ist größer (s. weiter unten), was zum Teil der Umstand erklärt, daß die Abkühlung durch den Kopfstempel verhältnismäßig größer ausfällt.

Noch größer ist aber der Widerstand, wenn das Werkstück nach Fig. 1169, S. 591 auch nach der Seite eine scharfe Ausbildung erfahren soll. Haswell[3]) verwendete für diesen Fall — für schweißarmes Schmiedeeisen — 15,4 kg/qmm.

Diese Zahlen gewähren einen genügend sicheren Anhalt für die im besonderen Falle anzunehmende Kraft der Presse.

Es kommt für die Pressen — ähnlich wie bei den spanabhebenden Maschinen — die größte vorkommende Kraft in Frage. Da jedoch ein und dieselbe Maschine sowohl Werkstücke, welche diese größte Kraft in Anspruch nehmen, als auch, und zwar vorwiegend solche, welche geringerer Kraft bedürfen, zu bearbeiten hat, so müssen Regelungseinrichtungen vorgesehen werden, vermöge welcher die Kraft dem Bedarf bequem angepaßt werden kann. Gute Regelbarkeit der Kraftwirkung ist insbesondere dann unbedingt nötig, wenn das Werkstück zwischen freien Stempeln bearbeitet wird, da in diesem Falle ein zu großer Druck das Werkstück zerquetschen kann.

B. Mittel zum Betätigen der Werkzeuge.

Die Werkzeuge bestehen bei den Schmiedepressen ebenso wie bei den Hämmern aus Gesenken, quer zur Bewegungsrichtung liegenden ebenen

[1]) Stahl und Eisen, April 1898, S. 314, mit Abb.
[2]) Stahl und Eisen, 1892, S. 172.
[3]) Zeitschr. d. österr. Ingen.- und Arch.-Ver. 1872, S. 329, mit Abb.

Bahnen oder auch (nach Fig. 1168, S. 591) gebrochenen Bahnen. Ihre Betätigung kann durch starre Glieder von einer Kurbel oder deren Verwandten aus, auch durch eine langsam gedrehte Schraube stattfinden. Hiervon wird jedoch nur für besondere Zwecke Gebrauch gemacht.[1])

In der Regel benutzt man eine unter erheblichem Druck stehende Flüssigkeit — Dampf, Luft, Wasser —, die auf einen mit dem Werkzeug verbundenen Kolben wirkt. Die angedeutete, unmittelbare Verwendung gespannten Dampfes ist selten (s. weiter unten). Druckluft kommt bei Nietmaschinen (s. weiter unten) vor, wogegen Druckwasser das bei weitem vorherrschende Betriebsmittel der Schmiedepressen ist. S. 557 wurde angegeben, daß das Druckwasser auch für andere Maschinen verwendet wird, weiter unten wird seine Verwendung zum Betriebe von Niet-, Bieg-, Krämp-, Kümpel- und Sandformmaschinen beschrieben werden. Es sollen, um Wiederholungen möglichst zu vermeiden, an vorliegender Stelle die Gesichtspunkte, welche bei dem Druckwasserbetrieb für Werkzeugmaschinen maßgebend sind, kurz erörtert werden.

Dabei ist unter den folgenden Verfahren zu unterscheiden: 1. durch eine mittels Kurbel oder auf andere Weise angetriebene Pumpe wird Druckwasser in einen Speicher getrieben und von diesem aus an die Arbeitsmaschinen verteilt, 2. durch eine mittels Kurbel angetriebene Pumpe wird das Druckwasser auf kürzestem Wege dem Preßkolben zugeführt, 3. eine Dampfpumpe treibt das Wasser gegen den Preßkolben. Fall 1 gestattet, von einer Quelle aus mehrere Maschinen zu betreiben; wenn die Anordnung Fall 2 oder 3 entspricht, so gehört zu jeder Arbeitsmaschine eine besondere Pumpe.

Für die Beantwortung der Frage, welches dieser drei Verfahren verdient den Vorzug? ist die Regelbarkeit des vom Werkzeug geleisteten Druckes in erster Linie von Bedeutung.

Sie soll den Druck, welchen die Maschine liefert, dem vom Werkstück verlangten bequem und sparsam anpassen lassen. Das kommt in Frage bei dem Arbeitsweg des Werkzeugs, weil dieses zeitweise große, zeitweise nur kleine Widerstände zu überwinden hat. Dagegen ist der Widerstand, welcher beim Rückgang auftritt, wenig oder gar nicht veränderlich. Demnach soll zuerst der Betrieb für den ersteren, dann der für den letzteren erörtert werden.

1. Vorwärtsbewegen des Werkzeugs.

Die Regelbarkeit des von der Presse ausgeübten Druckes beruht auf der Änderung a) der Druckflächengröße, oder b) des auf die Flächeneinheit entfallenden Druckes. Diese beiden Regelungsmittel sind auch die allein in Frage kommenden, wenn Dampf oder Druckluft auf den Preßkolben wirken, weshalb die letzteren Betriebsmittel in die folgenden Erörterungen einbezogen sind.

---

[1]) Bolzen: Dingl. polyt. Journ. Bd. 84, S. 95; Bd. 123, S. 342; Bd. 129, S. 426; Bd. 135, S. 171; Bd. 139, S. 100; Bd. 263, S. 505; Bd. 231, S. 399; Bd. 232, S. 7; S. 399; S. 402; Bd. 233, S. 449; Bd. 246, S. 102; Bd. 303, S. 137, mit Abb. Polyt. Zentralblatt 1897, S. 160, mit Schaubild. Acme, American Machinist, 22. Aug. 1889, Dingl. polyt. Journ. 1897, Bd 303, S. 137, mit Abb. Muttern: Dingl. polyt. Journ. 1879, Bd. 232, S. 7; S. 399, mit Abb. Annales industrielles 1882, Bd. I, S. 400, mit Abb. Z. 1882, S. 540, mit Abb.

a) Änderung der Druckflächengröße.

In Rücksicht auf gute Abdichtung sind die Kolben immer kreisrund, sie werden als sogenannte Mönchskolben (Fig. 1258) ausgebildet, zuweilen auch als Scheibenkolben.

Die Druckflächengröße solcher Kolben ist offenbar nur dadurch zu ändern, daß man sie in eine Anzahl Kolben zerlegt und nach Bedarf nur einen oder mehrere derselben benutzt. Man kann z. B. nach Fig. 1259 drei Kolben *a*, *b* und *c* nebeneinander legen[1]) und durch ein Querhaupt *d* miteinander verbinden. Unter der Voraussetzung, daß der zu überwindende Widerstand in der Achse von *b* liegt, ist es möglich, nur mit *b*, oder nur mit *a* und *c*, oder endlich mit *a*, *b* und *c* gleichzeitig zu arbeiten, also drei verschiedene Druckgrößen zu gewinnen. Es sind auch nach Fig. 1260 mehrere Kolben hintereinander zu legen,[2]) um dasselbe Ziel zu erreichen. Da in diesem Falle die Achsen der Kolben zusammenfallen, so ist nicht wie bei drei nebeneinander liegenden Kolben nötig, die beiden Kolben

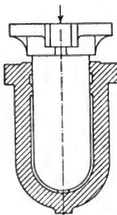


Fig. 1258.

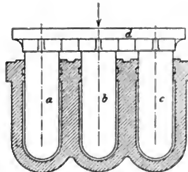


Fig. 1259.

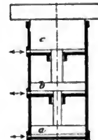


Fig. 1260.

a und *c* gleich groß zu machen und gemeinsam arbeiten zu lassen, vielmehr möglich, beliebige Durchmesser für die einzelnen Kolben zu wählen und jeden für sich oder in irgend einer Zusammensetzung zu benutzen. Hierdurch vereinfacht sich die Anordnung, z. B. nach Fig. 1261 und 1262.[3]) Wenn z. B. $D = d \cdot \sqrt{3}$ gewählt wird, so erhält man die Druckflächen:

$$\left(\frac{D}{\sqrt{3}}\right)^2 \cdot \frac{\pi}{4} = \frac{1}{3} \cdot \frac{D^2 \cdot \pi}{4}$$

$$\frac{D^2 \cdot \pi}{4} - \left(\frac{D}{\sqrt{3}}\right)^2 \frac{\pi}{4} = \frac{2}{3} \cdot \frac{D^2 \cdot \pi}{4}$$

$$\frac{D^2 \cdot \pi}{4} = \frac{3}{3} \frac{D^2 \cdot \pi}{4}$$

je nachdem der kleine Kolben allein, oder die Ringfläche, oder beide Kolben benutzt werden; es bieten also zwei Kolben die gleiche Regelbarkeit wie drei nach Fig. 1259 angeordnete Kolben.

---

[1]) The Engineer, 25. Sept. 1885, mit Abb. Z. 1886, S. 451, mit Abb.
[2]) Revue industrielle, Juni 1890, S. 217, mit Abb.
[3]) Z. 1888, S. 942; 1895, S. 906, mit Abb.

Fritz Baare[1]) erreicht dasselbe Ziel durch eine etwas andere Anordnung der Kolbenflächen.

Eine weitere Reihe von Veränderlichkeiten der wirksamen Druckfläche kann man durch Einfügen von Gegendruckflächen gewinnen. Es soll hierfür nur das Beispiel angeführt werden, welches Fig. 1263 darstellt.[2]) Es stecken mehrere Kolben ineinander, wodurch die Druckflächen *a*, *b*, *c* und *d* entstehen; das Wasser gelangt zu ihnen durch Bohrungen, welche mit denselben Buchstaben bezeichnet sind. Der auf *d* und *c* wirkende Druck sucht die beiden eigenartigen, aus dem Bilde 1263 erkennbaren Kolbenkörper

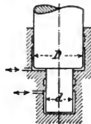


Fig. 1261.

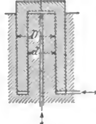


Fig. 1262.

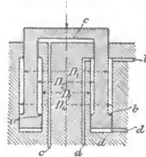


Fig. 1263.

auseinander zu treiben, während der Druck auf *a* und *b* dem entgegenwirkt. Je nachdem man die Druckflächen benutzt, entstehen sehr verschiedene Summen von Druckgrößen.

Es ist:

$$a = (D_2^2 - D_1^2)\frac{\pi}{4} \qquad b = (D_4^2 - D_3^2)\frac{\pi}{4}$$

$$c = D_2^2\frac{\pi}{4} \qquad d = (D_4^2 - D_1^2)\frac{\pi}{4}$$

Wählt man $D_1 : D_2 : D_3 : D_4 = \sqrt{3} : \sqrt{4} : \sqrt{9} : \sqrt{11}$, so verhalten sich

$$a : b : c : d = 1 : 2 : 4 : 8$$

und man kann folgende 12 Druckflächensummen erzielen:

$c - a - b$	$= 4 - 1 - 2$	$= 1$;
$c - b$	$= 4 - 2$	$= 2$;
$c - a$	$= 4 - 1$	$= 3$;
c	$= 4$	$= 4$;
$d - a - b$	$= 8 - 1 - 2$	$= 5$;
$d - b$	$= 8 - 2$	$= 6$;
$d - a$	$= 8 - 1$	$= 7$;
d	$= 8$	$= 8$;
$c + d - a - b$	$= 4 + 8 - 1 - 2$	$= 9$;
$c + d - b$	$= 4 + 8 - 2$	$= 10$;
$c + d - a$	$= 4 + 8 - 1$	$= 11$;
$c + d$	$= 4 + 8$	$= 12$.

[1]) D.R.P. No. 45 323.

[2]) D.R.P No. 36 580; Z. 1886, S. 964, mit Abb; 1888, S. 943, mit Abb.

Ihrem Umfange nach dürfte die hierdurch gebotene Regelung in den meisten Fällen genügen. Es ist aber fraglich, ob dieser Haniel & Luegschen Preßkolbenanordnung eine für die Praxis brauchbare Form gegeben werden kann, und das Steuern derselben würde voraussichtlich große Schwierigkeiten verursachen.

Bisher ist Gleichheit der Abstufungen in der Druckflächengröße angenommen. Das ist nun nicht immer zweckmäßig. Es ist z. B. zum Heranbewegen des Preßkolbens bis zur Berührung des Werkstücks oft ein größerer Weg, der geringen Widerstand leistet, zu durchschreiten. Dann paßt man den kleinsten Kolben diesem kleinen Widerstande an und fügt für die eigentliche Arbeit einen oder mehrere erheblich größere Kolbenflächen hinzu.

Man verwendet zurzeit nur solche Preßkolbenanordnungen, welche bis zur Dreiteilung der Druckfläche reichen, und bewirkt die Zwischenregelung durch Drosseln, d. i. künstlich erzeugte Reibungswiderstände für die Druckflüssigkeit, benutzt also neben der Änderung der Druckflächengröße die Änderung des auf die Flächeneinheit wirkenden Druckes.

b) Änderung des Flüssigkeitsdruckes.

Sie kann erreicht werden durch Drosseln der Druckflüssigkeit. Ist diese unelastisch — was man wünscht, damit der Preßkolben sich ruhig bewegt — so erfordert das Hervorbringen des Flüssigkeitsdruckes jederzeit denjenigen Arbeitsaufwand, den der größte mittels der Presse zu überwindende Widerstand verlangt. Das vorliegende Verfahren verschwendet deshalb sehr viel mechanische Arbeit. Trotzdem wird es vielfach angewendet, und zwar wegen bequemen Steuerns. Für Nietmaschinen, Scheren und ähnliche kleinere Kräfte erfordernde Maschinen ist es fast ausschließlich im Gebrauch.

Der große Arbeitsverlust läßt sich in manchen Fällen durch Mindern oder Vergrößern des Druckes im Speicher ermäßigen. Wenn man sicher ist, demnächst mit niedrigerem Druck auszukommen, so kann man die Belastung des Speicherkolbens entsprechend verringern, so daß die Pumpe weniger schwer zu arbeiten hat. Dieses Verfahren ist umständlich.

Es ist auch möglich, den Speicherdruck bei unverändertem Pumpenkolbendruck zu vergrößern.

Nach Heinrichs[1]) besteht der hierzu geeignete Druckwasserspeicher aus einem aufrechten, röhrenartigen Kolben *A* (Fig. 1264) und dem beweglichen Teil *BC*, der so belastet ist, daß er sich hebt, sobald das von der Pumpe gelieferte Druckwasser sowohl durch *a* als auch durch *b* einströmt. Es versorgt alsdann der Speicher die betreffende Maschine mit Druckwasser derselben Spannung (abgesehen von Reibungsverlusten). Soll vorübergehend mit höher gespanntem Wasser gearbeitet werden, so sperrt man die Pumpe von dem Speicher ab und läßt entweder aus *a* Wasser zur Werkzeugmaschine, durch *b* solches ins Freie fließen, oder verbindet *b* mit der Werkzeugmaschine und gewährt durch *a* freien Abfluß, so daß das gesamte Belastungsgewicht auf den Querschnitt von *C* oder auf den ringförmigen Querschnitt von *A* entfällt. Wählt man z. B. $D_2 = D_1\sqrt{3}$, so verhält sich der von der Pumpe gebotene Druck zu dem von *b* und ferner zu dem von

[1]) Dingl. polyt. Journ. 1880, Bd. 235, S. 185, mit Abb.

a abgeleiteten wie 1 : 2 : 3. Das Drosseln kommt demnach nur für die Regelung zwischen diesen Stufen in Frage. Das Verfahren ist nicht einfach zu benutzen und eignet sich nur für besondere Fälle.

Verwendet man eine elastische Flüssigkeit (Dampf, Druckluft), so ist der Verlust durch Drosseln geringer, indem das entspannte Gas einen größeren Raum einnimmt. Davon wird weiter unten noch die Rede sein.

Ein drittes Verfahren zur Änderung des Flüssigkeitsdruckes besteht in dem Einschalten eines Druckübersetzers. Beispielsweise[1]) sitzen drei Mönche *a*, *b* und *c* (Fig. 1265) durch das Querstück *d* mit dem Mönch *e* zusammen. Führt man von der Leitung *f* aus nun Druckwasser unter *b*, so liefert der Mönch *e* mittels der Leitung *h* an die Maschine Druckwasser einfacher Spannung, sonst doppelter oder dreifacher Spannung, sofern die Mönche *a* bis *e* gleiche Dicke haben.

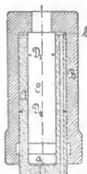


Fig. 1264.

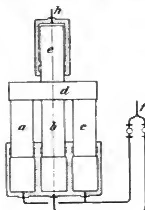


Fig. 1265.

Endlich ist die Regelung des Druckes dadurch möglich, daß man jeder Maschine eine eigene Pumpe gibt.

Zu diesem Zweck kann entweder ein durch eine Kurbel bewegter (2. S. 658) Kolben, oder eine Pumpe benutzt werden, welche ohne Kurbel arbeitet (3. S. 658).

Das erstere der beiden Verfahren kennzeichnet sich dadurch, daß regelmäßig eine Zahl von Kolbenspielen zu einer Bewegung des Preßkolbens dient, während bei dem letzteren nur ausnahmsweise mehr als ein Pumpenkolbenhub für die Bewegung des Preßkolbens verwendet wird.

Demgemäß kann die erstere Pumpe durch einen Riemen, durch Dampf oder dergleichen, wie eine sonstige Pumpe betrieben werden.

Bei mittels Riemen angetriebener Pumpe verwendet man nicht selten mehrere Kolben, von denen mit zunehmendem Wasserdruck der eine oder mehrere außer Betrieb gesetzt werden. So bewegt sich die Beanspruchung des Riemens trotz großen Wechsels im Druck des Wassers in mäßigen Grenzen. Solange der Widerstand des Preßkolbens klein ist — also insbesondere während das Werkzeug dem Werkstück sich nähert — wird dementsprechend mehr Wasser geliefert, also die Verschiebung des Werkzeugs rasch vollzogen. Mit dem Angriff des Werkzeugs steigert sich der Widerstand, und es wird ein Kolben ausgerückt, so daß das Werkzeug sich langsam bewegt, was oft an sich gewünscht wird. Man richtet die Pumpen so ein, daß das Aus- und demnächstige Einrücken selbsttätig erfolgt.[2])

Der Antrieb durch Dampf paßt sich dem Arbeitsbedarf noch genauer an, er hat nur so viel Arbeit zu liefern, als dem wechselnden Widerstande

[1]) Ernst Naylor, American Machinist, 9. u. 16. Aug. 1901, mit Abb. Z. 1900, S. 1801, mit Abb.

[2]) Mitteilungen des Gewerbevereins für Hannover 1863, S. 273, mit Abb. Z. 1864 S. 221, mit Abb.

des Pumpenkolbens entspricht, und es ist hiernach die Ausnutzung der aufgewendeten Arbeit die beste.[1])

Wegen des großen Unterschiedes des Widerstandes, bei dem Heranführen des Werkzeugs zum Werkstück gegenüber demjenigen, welcher beim eigentlichen Arbeiten auftritt, pflegt man jedoch für ersteres einer besonderen Quelle entstammendes Wasser zu nehmen. Das Steuern dieser Pressen erfordert einen gewandten Mann.

Die Pumpe ohne Kurbel ist zuerst von Haswell angewendet,[2]) wie Haswell auch die erste größere Schmiedepresse gebaut hat. Mit dem Pumpenkolben ist der Kolben, auf den Betriebskraft wirkt, durch gemeinsame Stange verbunden. Nachdem durch mäßig gespanntes Wasser der Preßkolben so weit nach unten bewegt worden ist, daß die wirkende Fläche das Werkstück berührt, wird der Zufluß jenes Druckwassers abgesperrt, und die Nonne des Preßkolbens mit der Pumpe in Verbindung gebracht. Diese vollzieht dann ein oder mehrere Spiele. Es ist selbstverständlich, daß — zufällig oder absichtlich — der Dampf in dem Grade gedrosselt wird, wie dem Gegendruck des Pumpenkolbens entspricht. Schließlich hält der Dampfdruck dem Gegendruck des Pumpenkolbens die Wage; die Dampfspannung hinter dem Dampfkolben regelt sich selbsttätig nach dem Widerstande, welchen das Werkstück bietet.

Es ist hierbei die gewonnene Ausnutzung des Betriebsdampfes an sich keine vorteilhafte. Wenn der Widerstand des Werkstücks während eines Vordringens des Preßstempels sich nicht ändert, so gleicht die Ausnutzung des Dampfes derjenigen einer Dampfmaschine, die ohne Expansion arbeitet und mittels Drosselklappe oder dergleichen geregelt wird. Meistens ist aber der Widerstand des Werkstücks zunächst kleiner und steigt mit dem Vordringen des Stempels — wegen Wachsens der widerstehenden Fläche und Abkühlens des Werkstücks —; es stellt sich aber der End-Dampfdruck nach dem End-Wasserdruck ein, so daß der Dampfverbrauch durch den anfänglich geringeren Widerstand nicht gemindert wird. Es ist demnach die Dampfausnutzung an sich bei dem zuletzt angeführten Verfahren geringer als bei dem vorhin beschriebenen. Dagegen ist das Handhaben des Regelns bei jenem Verfahren sehr einfach, während es bei der Kurbelpumpe einer geschickten Hand bedarf, so daß in manchen Fällen die Kurbelpumpe eine geringere Ausnutzung liefert als die Pumpe ohne Kurbel.

Als zurzeit hervorragendsten Druckwasserantrieb mit Pumpen ohne Kurbel führe ich den Übersetzer der Kalker Werkzeugmaschinenfabrik (L. W. Breuer, Schumacher & Co.)[3]) an. Fig. 1266 stellt ihn teilweise geschnitten dar, Fig. 1267 und 1268 zeigen einzelnes in größerem Maßstabe. Das Werkzeug (Scherblatt, Stempel, Gesenk oder dergleichen) arbeitet, wenn der Preßkolben sich nach unten bewegt. Dieser wird durch einen Dampfkolben getragen, zu welchem die Dampfröhre *d* gehört. Die Röhre *l* leitet Wasser über den Preßkolben bzw. von dort zur Pumpe zurück. In dem Stiefel *A* befindet sich ein gewöhnlicher Dampfkolben, dessen Kolbenstange *B* gleichzeitig Mönchskolben für die Pumpe *C* ist. Über der Pumpe *C* ist

---

[1]) Vgl. 4000 t-Presse von Davy Brothers: Engineering, April 1886, S. 393, mit Abb. Ferner: The Engineer, Febr. 1898, S. 99, mit Abb. 800 t-Presse, Engineering, Nov. 1897, S. 555, mit Abb.

[2]) Z. 1863, S. 287, mit Abb.

[3]) D.R.P. No. 37917.

ein Wasserbehälter *h* angebracht, welcher durch das Ventil *g* vom Pumpenstiefel abgesperrt werden kann; eine Feder (vgl. Fig. 1267) sucht das Ventil

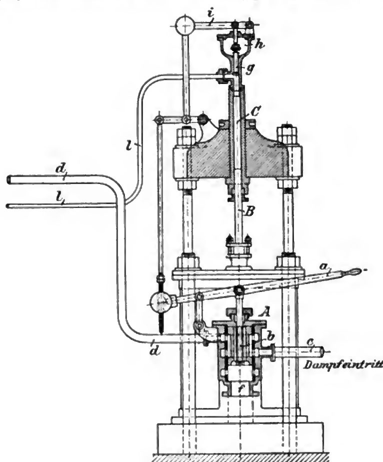


Fig. 1266.

g stets geschlossen zu halten. Es befindet sich über dem Ventilschaft ein mit dem Hebel *i* verbolzter Stift *m*, welcher das Ventil *g* öffnet, wenn *i* mit Hilfe des Steuerhebels *a* nach unten bewegt wird.

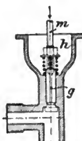


Fig. 1267.

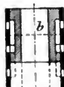


Fig. 1268.

Vor *A* liegt das Gehäuse des röhrenartigen Steuerschiebers *b*; die Röhre *c* führt den frischen Dampf zu und durch den Stutzen *f* bzw. eine an diesen geschraubte Röhre entweicht der gebrauchte Dampf.

Befinden sich der Steuerhebel *a* und der Steuerschieber *b* in ihrer höchsten Lage (Fig. 1266 u. 1268), so strömt frischer Dampf durch *d* zu dem Kolben, welcher den Preßkolben trägt, und hebt diesen empor. Das Ventil *g* ist geöffnet, so daß das aus der Nonne verdrängte Wasser, soweit es in der Pumpe nicht Platz findet, in den Behälter *h* fließen kann. Bewegt man nun den Steuerhebel nach unten, etwas über seine Mittelstellung hinaus, so entweicht der Dampf, welcher den Preßkolben bisher trug, dieser sinkt infolgedessen und — da das Ventil *g* noch offen ist — es fließt aus *h* so viel Wasser über den Preßkolben, daß der betreffende Raum gefüllt bleibt. Nachdem das Werkzeug — mehr oder weniger rasch, je nach der Stellung des Steuerschiebers — das Werkstück erreicht hat, bewegt

man den Steuerhebel weiter nach unten, das Ventil *g* wird geschlossen und unter den in *A* befindlichen Kolben tritt Dampf. Damit tritt die Preßpumpe in Tätigkeit, die — je nach der Stellung des Steuerschiebers — durch die Röhre *l* über den Preßkolben mehr oder weniger hoch gespanntes Wasser drückt. Der größte Druck wird erzielt, wenn man den Steuerhebel in seine tiefste Lage bringt. Durch Heben des Steuerschiebers *b* sperrt man den Dampf von *A* ab, läßt den Dampf austreten und öffnet das Ventil *g*, so daß der Pumpenkolben *B* sinken kann, durch weiteres Heben des Steuerschiebers gelangt frischer Dampf in *d* und es wird der Preßkolben zurückgezogen.

Es ist also das Steuern dieser Maschine sehr einfach durchzuführen, und zwar durch Mittel, die leicht in Ordnung gehalten werden können.

Statt, wie beschrieben, mittels einmaligen Steigens des Pumpenkolbens den vollen Niedergang des Preßkolbens herbeizuführen, kann man zwei — dann erheblich kleinere — derartige Pumpen mit dem Stiefel des Preßkolbens verbinden und den Wasserzufluß so steuern, daß zunächst der eine, dann der andere und — nach Bedarf — wieder der erste usw. arbeitet.[1]) Es ist auch vorgeschlagen,[2]) behufs Erweiterung der Regelbarkeit mehrere Preßkolben nebst mehreren der vorliegenden Pumpen in folgender Weise zu verwenden. Es werden z. B. drei Preßkolben und drei Pumpen durch Röhrenwerk so miteinander verbunden, daß man die drei Pumpen gemeinsam auf die drei Preßkolben wirken läßt (größter Druck, mittlerer Weg), oder nur zwei Pumpen (größter Druck, kleinerer Weg) oder nur eine Pumpe größter Druck, kleinster Weg). Oder man läßt den Wasserdruck nur auf zwei Preßkolben wirken, so daß der zu erzielende Druck $^2/_3$ des vorigen, die möglichen Wege $^4/_3$ der kleinsten betragen; oder endlich kann man das Wasser nur auf einen Kolben wirken lassen, wobei der zu erzielende Druck auf $^1/_3$ dessen sinkt, was das erstere Verfahren bietet, während die möglichen Wegeslängen dreimal so groß werden.

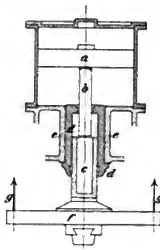


Fig. 1269.

Haniel & Lueg[3]) legen den Dampfkolben *a* (Fig. 1269) nebst an diesem sitzenden Pumpenkolben *b* über den Arbeitskolben *c*, welcher hohl ist, um an Bauhöhe zu sparen. Die Nonne *d* steckt im Querhaupt *e* der Presse und auf diesem Querhaupt sitzt der Dampfstiefel des Kolbens *a* fest. Am unteren Ende des Mönchs *c* sitzt die Hammerbahn oder das Obergesenk, ferner das an den Pfeilern der Presse geführte Querhaupt *f*. Dieses ist durch zwei Stangen *g* an zwei Kolben gehängt, welche unter Dampfdruck — oder auch unter Wasserdruck — stehen. Mit diesen Kolben sind Pumpen verbunden, welche die Menge des in der Nonne *d* befindlichen Wassers vermehren, sobald die Hammerbahn in tieferer Lage arbeiten soll.

Es kommen auch ähnliche Druckübersetzer für Druckluft[4]) oder Wasser

[1]) D.R.P. No. 52 559.
[2]) D.R.P. No. 97 041.
[3]) D.R.P. No. 65 811.
[4]) Z. 1902, S. 1511, mit Abb.

als Betriebsmittel vor. Es ist die durch Fig. 1265, S. 662 dargestellte Einrichtung auch ein Beispiel hierfür. Ein anderes Beispiel zeigt Fig. 1270.[1]) Zum Betriebe dieser Presse soll Wasser mit 0,7 bis 1,4 kg/qcm Überdruck verwendet werden. Es wird durch einen Steuerschieber über oder unter den lotrecht verschieblichen Kolben *a* geleitet. Der mit *a* verbundene Pumpenkolben *b* ist hohl und in ihm ist die festliegende oben und unten offene Röhre *h* abgedichtet. Die Nonne *d* ist im Querhaupt der Presse ausgebildet oder in diesem befestigt und der Mönch *c* erfährt seine untere Führung durch die Pfeiler der Presse. Es hängt der Mönch *c* zunächst auf dem am unteren Ende von *b* angebrachten Kopf. In diesem Kopf befindet sich ein durch eine Feder getragenes Ventil, welches sich nach unten öffnet, sobald über ihm ein höherer Druck auftritt wie unter ihm. Der Raum *i* steht mit einem höher gelegenen Wassergefäß in freier Verbindung. Bewegen sich *a* und *b* nach unten, so sinkt auch *c*; das soeben genannte Ventil läßt Wasser nachfließen. Kommt das am unteren Ende von *c* befestigte Werkzeug mit dem Werkstück in Berührung, hemmt der auftretende Widerstand das Hinabsenken des Mönches *c*, so schließt sich das Ventil und es kommt der Pumpenkolben *b* als solcher zur Wirkung. Wird *a* gehoben, so stößt der Kopf von *b* unter die von *c* befestigte Platte. An dem Ventil sitzen Arme und nach oben hervorragende Stifte, welche bei dieser Gelegenheit gegen dieselbe Platte stoßen, das Ventil öffnen und den Weg für das Wasser nach dem Raum *i* und weiter zum Wassergefäß freilegen, so daß der Mönch *c* nach oben mitgenommen werden kann. Dieser Druckübersetzer gebraucht, wie leicht zu erkennen ist, für das Niedergehen des Mönches *c* ebensoviel Betriebswasser wie für das Steigen des letzteren. Für ersteren Weg kommt allerdings das Gewicht der bewegten Teile dem wirksamen Druck zu Hilfe.

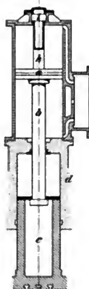


Fig. 1270.

2. Rückbewegen des Werkzeugs.

Der Rückzug des Preßkolbens wird in einfachster Weise gewonnen, wenn man das Werkzeug in der Richtung von unten nach oben wirken läßt, indem das Gewicht des oder der Preßkolben und Zubehör reichlich genügt, um den Rückweg dieser zusammenhängenden Teile herbeizuführen.

Ein hierher gehöriges Beispiel zeigen die Fig. 1271 und 1272, erstere in geometrischer Darstellung, letztere schaubildlich.[2]) Es ist das eine Schmiedepresse, bei welcher der Dampfdruck unmittelbar auf zwei hintereinander geschaltete Kolben (vgl. Fig. 1260) wirken kann. Die Fußplatte *a* und die Kopfplatte *c* der Maschine sind durch vier eiserne Ständer *b* miteinander fest verbunden. Etwa in halber Höhe ist ein Zwischenboden *d* eingeschaltet. Auf *a* und *d* steht je ein 1,22 m weiter Stiefel *e* und in diesem stecken zwei Mönchskolben, welche durch eine dicke Stange miteinander verbunden sind. Auf dem oberen Kolben lassen sich mit Hilfe von Aufspannuten Werkzeuge befestigen, denen gegenüber an der unteren

[1]) Otto Philipp, Z. 1903, S. 508, mit Abb.

[2]) Industries, Okt. 1889, S. 396, mit Abb. Z. 1890, S. 107, mit Abb. Revue industrielle, Juni 1890, S. 217, mit Abb.; Mai 1896, S. 173, mit Schaubild.

Fläche des Querhauptes *c* die Gegenwerkzeuge anzubringen sind. Zwei Hähne *i* dienen zum Ein- bzw. Auslassen des Dampfes; sie sind unabhängig voneinander einzustellen. Es ist der Dampfüberdruck zu vier Atmosphären angegeben; werden beide Dampfkolben benutzt, so beträgt der Druck der Werkzeuge bis zu 100 t.

Man verwendet diese Rückbewegung durch das Eigengewicht der bewegten Teile ebenso für mittels Druckwasser betriebene Pressen, namentlich dann, wenn sie für Gesenkschmiederei bestimmt sind.[1]) Wenn das Arbeiten in wagerechter Richtung oder von oben nach unten stattfindet, so benutzt man für den Rückweg Gegengewichte, die an Hebeln oder an über Rollen gelegten Ketten oder Seilen befestigt sind, oder besondere Rückzugskolben. Die ersteren Verfahren bedürfen einer besonderen Erläuterung nicht; für die letzteren folgen hier einige Beispiele.

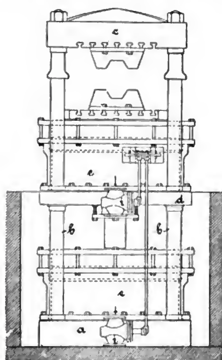
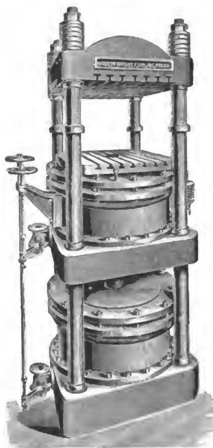


Fig. 1271.


Fig. 1272.

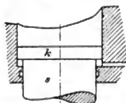
Nach Fig. 1273 ist der Preßkolben *k* gewissermaßen mit einer dicken Kolbenstange *s* versehen; die ringförmige untere Fläche von *k* dient zum Heben des Kolbens.[2]) Der Preßkolben *k* (Fig. 1274) hängt an einem besonderen Hubkolben *h*, dessen Stiefel *a* in eine Aushöhlung von *k* ragt, so daß die Anordnung wenig Raum einnimmt.[3]) Gegen diese Anordnung ist geltend zu machen, daß die Dichtungen schwer zugänglich sind; es

[1]) Stahl und Eisen, Dez. 1894, S. 1071, mit Abb.
[2]) Dingl. polyt. Journ. 1888, Bd. 267, S. 342, mit Abb.
[3]) Dingl. polyt. Journ. 1876, Bd. 220, S. 404, mit Abb.

wird deshalb oft vorgezogen, seitwärts belegene Hubkolben anzubringen (s. weiter unten).

Bei der Rückbewegung von unten nach oben hat der Druck gegen die betreffende Kolbenfläche das Gewicht des Kolbens nebst Zubehör aufzuheben und außerdem die auftretenden Reibungswiderstände zu überwinden; vielleicht ist noch ein Betrag für die Beschleunigung der Masse hinzuzurechnen. Wenn man nun die Kolbenfläche mit einem Druckwasserspeicher frei verbindet, so wird das zum Heben verwendete Wasser in den Speicher zurückgedrängt, sobald der Preßkolben sich nach unten bewegt. Hierzu dient das Kolbengewicht und ein Zuschuß zum Arbeitsdruck, welcher dem Reibungswiderstande, nach Umständen auch der Beschleunigungskraft entspricht Diejenige Arbeit, welche das reine Heben des Kolbens gebraucht, gewinnt man also bei dieser Anordnung wieder. Zu gleicher Zeit aber sind irgend welche Steuerungsmittel für die Rückbewegung überflüssig. Es wird deshalb, wenn die Presse mit einem Druckwasserspeicher arbeitet, die Rückzugskolbenfläche regelmäßig mit diesem frei verbunden. Selbst wenn der Arbeitsdruck nicht von einem solchen Speicher geliefert wird, benutzt man die in Rede stehende Einrichtung häufig, indem man für den vorliegenden Zweck einen eigenen Speicher aufstellt. Bei liegendem Preßkolben bzw. wagerechtem Weg desselben verwendet man ebenfalls Rückzugskolben, die stets unter dem Druck des Speichers stehen.

Fig. 1273.



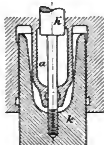


Fig. 1274.

Für Schmiedepressen, die ohne Druckwasserspeicher arbeiten, hat R. M. Daelen vorgeschlagen,[1]) behufs der Rückkehr des Arbeitskolbens das über ihm befindliche Wasser durch dieselbe Pumpe absaugen zu lassen, welche sonst das Druckwasser liefert, so daß die Rückkehr durch den Druck der Atmosphäre herbeigeführt wird. Es hebt die Pumpe das abgesaugte Wasser in den Behälter, aus welchem sie saugt, wenn sie den Arbeitsdruck zu liefern hat.

Wenn der ganze Arbeitsweg mit unveränderter Flächengröße vom Druckwasserspeicher aus hervorgebracht wird, so soll aus Sparsamkeitsgründen dieser Arbeitsweg ein möglichst kurzer sein, also der Rückweg nur in dem Grade stattfinden, wie die Handhabung des Werkstücks fordert. Man hat deshalb dafür zu sorgen, daß der Arbeitskolben nicht weiter zurückgezogen wird, als nötig ist. Selbstverständlich darf das Wasser, welches den Arbeitskolben vorwärts schob, nur so weit abfließen, daß der hinter dem Arbeitskolben befindliche Hohlraum stets gefüllt bleibt. Man begrenzt den Kolbenrückweg durch einstellbare Anschläge. H. v. Mitzlaff hat vorgeschlagen,[2]) den Anschlag durch Wasserdruck einzustellen. *a* (Fig. 1275) bezeichnet den Preßkolben, *b* den Anschlag, einen walzenförmigen Körper, welcher in einer Stopfbüchse der Nonne *c* frei verschieblich ist. Bei *v* befindet sich ein Ventil, durch welches man Wasser ein- oder austreten lassen

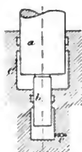


Fig. 1275.

[1]) D.R.P. No. 98351; Z. 1898, S. 1170, mit Abb.
[2]) D.R.P. No. 98162; Z. 1898, S. 1898, mit Abb.

kann. Tritt hier Wasser von entsprechender Spannung ein, so hebt sich der Anschlag; er behält dann seine Lage, wenn das Ventil geschlossen gehalten wird. Läßt man Wasser abfließen, so senkt sich der Anschlag.

3. Druckwasserspeicher, Röhrenwerk und Zubehör.

Ein Druckwasserspeicher besteht im allgemeinen aus einem Stiefel, in welchem ein belasteter Kolben spielt.

Fig. 1276 stellt eine der gebräuchlichen Bauarten in lotrechtem Schnitt dar.[1]) Der abgebildete Speicher ist von Anderson & Gallwey gebaut; es ist zweifelhaft (vgl. die Quelle), ob er auf $105^1/_2$ oder 135 Atmosphären gespanntes Wasser aufnehmen soll. Ein breiter Fuß trägt eine dickwandige Röhre von 355 mm äußerem Durchmesser. Über diese ist eine zweite dickwandige Röhre als Raumgeber gestülpt; sie schließt sich unten mit einer Stopfbüchse der ersteren Röhre an. Am Fuße der feststehenden inneren Röhre wird das Druckwasser eingeführt bzw. abgegeben. Auf der aufgestülpten, nachgiebigen Röhre reitet ein starkes Blechgefäß, welches zur Aufnahme von Eisenstücken bestimmt ist. Es ist angegeben, daß die aufgestülpte Röhre oder Nonne mit dem Blechgefäß 35 t, das in letzteres gelegte Abfalleisen 100 t wiege, also die Gesamtbelastung 135 t betrage. Der Speicher nimmt höchstens 300 l Wasser auf; hat die belastete Nonne ihre höchste Lage nahezu erreicht, so öffnet sie einen Hahn, der Druckwasser in die Ausrückvorrichtung der schwungradlosen Druckpumpe treten läßt und dadurch diese zum Stillstand bringt. Ein — in dem Bilde nicht aufgenommenes — Eisengerüst gewährt der Nonne bzw. dem Belastungsgefäß die nötige Führung.

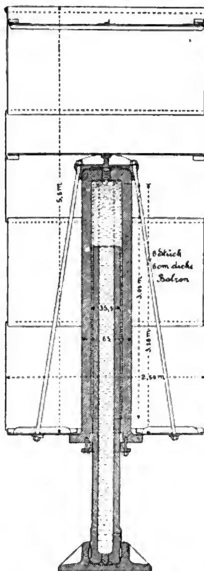


Fig. 1276.

Man ersetzt das Belastungsgefäß oft durch eiserne, über die Nonne gestreifte Ringe (s. weiter unten) und bewirkt die Stillstellung der Pumpe dadurch, daß in nahezu höchster Lage der Nonne diese unmittelbar einen Hebel betätigt, welcher unter Vermittlung geeigneten Gestänges die Pumpe außer Betrieb setzt. Auch findet sich eine Sicherheitsvorrichtung, die darin besteht, daß die feststehende, innere Röhre, welche als Mönch bezeichnet werden kann, an ihrem oberen Ende ein wenig zugespitzt ist, so daß das Druckwasser bei gefährlicher Höhenlage der Nonne ausfließen kann.

[1]) Z. 1890, S. 1329, mit Abb.

Es wird auch die Nonne auf dem Boden befestigt, während der Mönch belastet ist und sich in dem Maße hebt, wie Druckwasser eintritt. Im übrigen ist die Durchbildung so, wie vorhin angegeben.

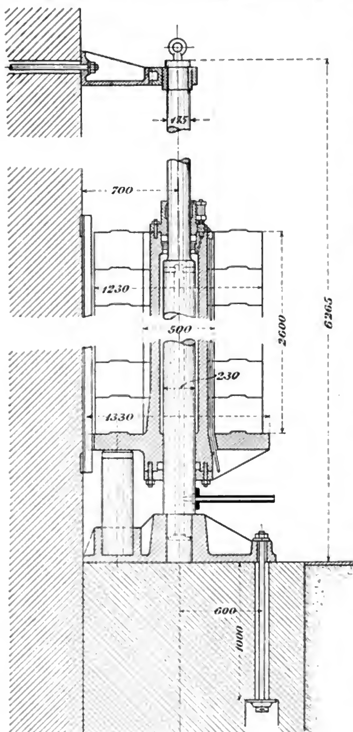


Fig. 1277.

Die Bauart, welche Fig. 1277 in lotrechtem Schnitt und Fig. 1278 im Grundriß darstellt, gewährt der nachgiebigen Nonne eine sicherere Führung als die vorige. Die Zeichnung stellt einen von der Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vormals Breitfeld, Daněk & Co. gebauten Speicher dar. Derselbe nimmt 40 l Wasser mit 125 Atmosphären Druck auf. Der Hub beträgt 2,3 m und die wirksame Querschnittsfläche 175 qcm. Hier ist eine unten 230 mm, oben 175 mm dicke Stange aufgerichtet und an beiden Enden gehörig befestigt, so daß die mit zwei Stopfbüchsen sie eng umschließende Nonne ganz sichere Führung erfährt. Eigenmächtiges Drehen der Nonne hindert eine auf den am unteren Ende der Nonne angebrachten Flansch wirkende Führungsleiste, die hier in Gestalt eines an der benachbarten Wand befestigten T-Eisens angegeben ist. Die Stange ist längs ihres dickeren Teils durchbohrt und vermittelt dadurch den Ein- bzw. Austritt des Druckwassers. Die Nonne setzt sich bei ihrem Herabsinken schließlich auf drei Holzpuffer, die in der Fußplatte der Stange stecken.

Oben rechts bemerkt man an der Nonne (Fig. 1277) ein Ventil, welches zum Entlüften dient; die Schnittfigur 1279 zeigt dessen innere Einrichtung. Für gewöhnlich drückt eine starke Schraubenfeder den Ventilkegel *a* fest genug gegen seinen Sitz, um dichten Abschluß zu erzielen; zieht man die obere Mutter ein wenig an, so wird der Ventilkegel von seinem Sitz so weit abgezogen, daß die Luft entweichen kann. Mitgerissenes Wasser fließt durch eine seitlich angebrachte Röhre nach unten.

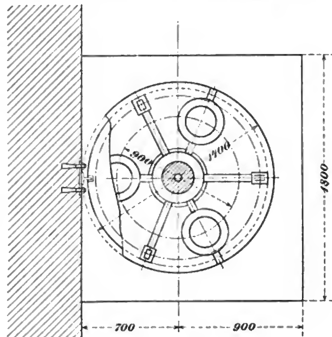


Fig. 1278.

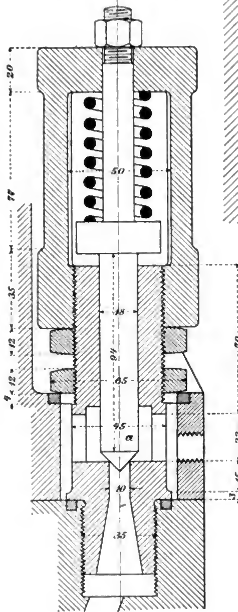


Fig. 1279.

Die Belastungsringe sind zweiteilig und werden durch Ineinandergreifen schwalbenschwanzförmiger Leisten bzw. Nuten (vgl. Fig. 1280 und 1281) vereinigt. Behufs Auflegens und Abhebens der halben Ringe schiebt man Ösen in Nuten T-förmigen Querschnitts (Fig. 1280 bis 1282).

Das große Gewicht, welches bei den bisher beschriebenen Speichern auf- und niederspielt, bringt durch seine Massenwirkung erhebliche Schwankungen im Wasserdruck hervor. Wird zeitweise viel Wasser gebraucht, dann aber der Abfluß plötzlich gesperrt, so entstehen schwere Erschütterungen, auch wohl Brüche. Nach einem Patent von Prött & Seelhoff[1]) bauen Breuer, Schumacher & Co. Druckwasserspeicher mit Luftbelastung, bei denen die

[1]) D.R.P. No. 43434.

erwähnten Massenwirkungen in nur geringem Grade stattfinden können. Es ist Fig. 1283 ein lotrechter Schnitt, Fig. 1284 ein Grundriß des Speichers.

Fig. 1280.

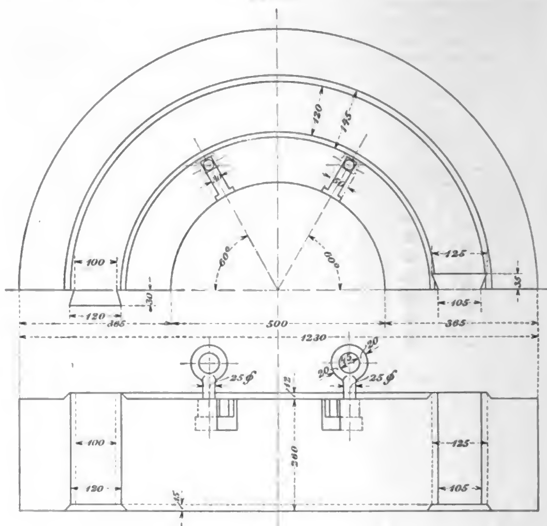


Fig. 1281.

Die Ein- bzw. Austrittsröhre für das Druckwasser bezeichnet der Buchstabe *e* (Fig. 1283). In der Nonne *b* spielt der Mönch *p*; er sitzt an einem topfartigen Mönchskolben *c*, welcher in der unten liegenden Stopfbüchse des Luftgefäßes *a* sich verschieben kann. In letzterem befindet sich durch die Leitung *l* gelieferte hochgespannte Luft. Wenn daher durch *e* Wasser eintritt, so verdrängt dieses den Mönch *p* gegen den auf dem Mönch *c* ruhenden Luft-

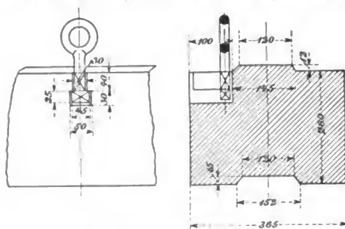


Fig. 1282.

druck. In der Quelle ist z. B. angegeben, daß der Querschnitt von *p* sich zu dem von *c* wie 1 : 10 verhalte, die über *c* befindliche Luft 50 Atmosphären Spannung habe, also die Spannung des in *b* befindlichen Wassers (abgesehen vom Gewicht der beweglichen Teile) 500 Atmosphären betrage. Während der Benutzung des Speichers ist die Luftleitung *l* mittels Ventiles *i* gesperrt.

Fig. 1283.

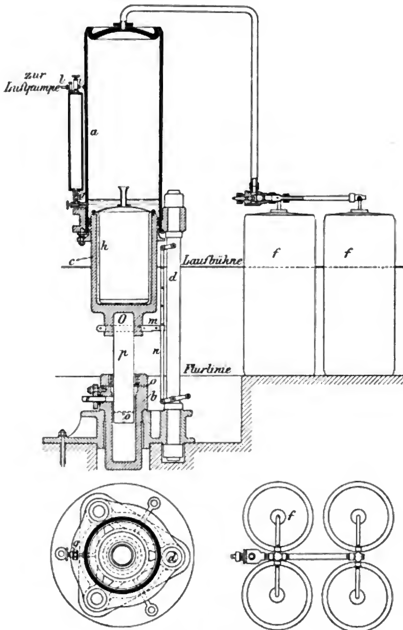


Fig. 1284.

Es wird daher bei dem Steigen von *c* die eingeschlossene Luft zusammengedrückt, nimmt also an Spannung zu. Geringe Spannungsänderungen schaden nicht, größere vermeidet man durch erhebliche Größe des Luftraums. Es wird *a* groß gemacht, die Höhlung von *c* mit benutzt, und man fügt noch besondere Luftgefäße *f* hinzu. Die Größe dieses gesamten Luftraums läßt sich einfach berechnen, wenn der zulässige Grad des Schwankens

gegeben ist. Ein Luftverlust findet nur durch Undichtheiten statt. Dieser wird nach Möglichkeit beschränkt. Insbesondere ist die am unteren Ende von *a* befindliche große Stopfbüchse mit einer Flüssigkeit (z. B. Öl) überdeckt, auch sind die mehr oder weniger durchlässigen gußeisernen Wände von *c* durch diese Flüssigkeit überzogen, indem man ein dichtes Gefäß *h* in den Topf *c* gesetzt hat, so daß zwischen *h* und *c* sich Öl befindet. Bei *g* befinden sich Schaugläser, durch welche man den Stand des Flüssigkeitsspiegels beobachten kann.

Beim Niedergehen setzt sich *c* auf ein Holzpolster; steigt *p* zu hoch, so kommt die Bohrung *o* dieses Mönchs vor die Bohrung *o* der Nonne *b*, so daß durch *o* Druckwasser ausfließt. Regelmäßig dient der Arm *m*, der gegen Anschläge der Stange *n* stößt, zur Begrenzung des Weges der beiden Mönchskolben, indem er das Aus- bzw. Einrücken der Pumpe veranlaßt.

Statt Luft kann man auch Kohlensäure verwenden, welche in tropfbar flüssiger Form eingebracht, eine Luftpumpe entbehrlich macht; es wird für diesen Fall Glyzerin als Abdichtungsflüssigkeit empfohlen.

Als Druckflüssigkeiten kommen für Schmiedepressen, wie bereits angegeben, die elastischen: Dampf und Luft, sowie das unelastische Wasser in Frage; zuweilen wird Öl statt Wasser verwendet.

Den Dampf gebraucht man mit der Spannung, wie ihn der Dampfkessel liefert. Über die für Dampf geeigneten Röhren, Ventile usw. bedarf es hier keiner Erörterung.

Druckluft wird mit vier bis fünf Atmosphären Überdruck verwendet. Das zugehörige Röhrenwerk usw. bietet ebenfalls nichts Eigenartiges.

Wenn das Röhrenwerk frostfrei liegt, so verwendet man gewöhnliches Wasser, andernfalls mischt man Weingeist oder Salze hinzu, um die Gefriertemperatur hinabzudrücken. Chlorcalcium, welches vortrefflich gegen Gefrieren schützt, führt den Übelstand mit sich, daß es Metalle, namentlich Eisen, in Gegenwart von Luft stark angreift. Öl benutzt man nur, wenn Frostfreiheit vorliegt und — seines Preises halber — nennenswerte Verluste nicht in Frage kommen. Bei Verwendung von Öl sind Gummidichtungen unzulässig.

Was das Röhrenwerk für tropfbare Flüssigkeiten anbelangt, so unterscheidet es sich von sonst gebräuchlichem durch die hohe Spannung der Flüssigkeiten. Man findet viele Anlagen, bei denen der Überdruck des Wassers nur 50 Atmosphären beträgt, aber auch manche, welche mit 500 Atmosphären arbeiten.

Demgemäß werden die Röhren fast ausnahmslos aus Schmiedeeisen bzw. Stahl gemacht. Man benutzt beste, für den Zweck besonders sorgfältig gearbeitete, dickwandige, gewalzte Röhren; für ganz hohe Drücke aber aus geschmiedeten Stahlstangen durch Bohren gewonnene Röhren. Auch für Formstücke wird geschmiedeter Stahl bevorzugt, in welchem man die erforderlichen Höhlungen durch Bohren und Fräsen erzeugt. Jedoch ist auch sogenanntes Stückgut (90 Kupfer, 10 Zinn) und für kleinere Drücke bestes Gußeisen geeignet. Die empfehlenswertesten Dichtungen sind die ganz aus Metall bestehenden. Blei läßt sich für mehr als 80 Atmosphären nur verwenden, wenn die benachbarten, aus festerem Metall bestehenden Teile es so umschließen, daß es nicht hinausgedrückt werden kann. Beliebt ist die Dichtung, welche gewonnen wird, indem man den schweinsrückenartigen Rand des einen Röhrenendes gegen den ebenen Rand des andern

Röhrenendes so fest andrückt, daß sich beide gegenseitig umgestalten. Der Druck wird häufig durch linkes und rechtes Gewinde auf den Röhrenenden und einen Muff, dessen Muttergewinde hierzu paßt, gewonnen. Statt Eisen gegen Eisen zu drücken, schaltet man zwischen die Röhrenenden, welche dann beide schweinsrückenartig gestaltet sind, einen weichen Kupferring. Man findet auch häufig weiche Dichtungsmittel, insbesondere Lederringe; sie müssen — wie Bleiringe — von den benachbarten Metallteilen gut umschlossen sein. Ausnahmsweise kommen auch Dichtungen mittels Lederstulpen vor, beispielsweise nach Fig. 1285. *a* bezeichnet einen Teil vom Schnitt des Preßstiefels, *b* den gegen *a* abzudichtenden Boden, *c* einen Lederstulp, welcher durch den Ring *d* festgehalten wird.

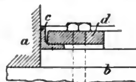


Fig. 1285.

Als Liderung der Kolben bzw. Stopfbüchsen verwenden manche bis zu 100 Atmosphären Wasserdruck mit Gummi durchsetzte Baumwollschnüre oder ähnliches. Es sollen sich derartige Liderungen gut halten, wenn die an ihnen gleitenden Metallflächen in ihrer Bewegungsrichtung — nicht quer zu dieser — gut geschliffen sind. Das Längsschleifen ist auch vorteilhaft für die sonst gebräuchlichen, aus Leder gemachten Liderungen.

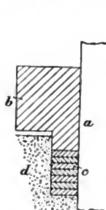


Fig. 1286.

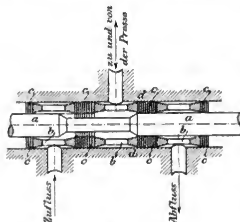


Fig. 1287.

Diese bestehen entweder in gegen die gleitenden Metallflächen gepreßten Lederringen (Fig. 1286 und 1287) oder in Stulpen (Fig. 1288 bis 1293). Zu Fig. 1286 sind Erläuterungen kaum erforderlich. *a* bezeichnet den gegenüber dem Hohlkörper *d* verschieblichen Teil, *c* eine Zahl Lederringe, welche durch die Stopfbüchsbrille *b* angepreßt werden. Fig. 1287 stellt die Kolbensteuerung für eine Nietmaschine dar. *a* ist der Steuerkolben, welcher in der gezeichneten Stellung Druckwasser zum Preßstiefel gelangen läßt, während der Wasserabfluß gesperrt ist. Das Gehäuse *d* ist in ganzer Länge gleich weit gebohrt, so daß die Lederringe *c*, die mit fensterartigen Öffnungen versehenen Zwischenringe *b* und die — nicht gezeichneten — Stopfbüchsbrillen bequem angebracht werden können. Die vorliegende Steuerung ist z. B. für 150 Atmosphären Wasserdruck verwendet.

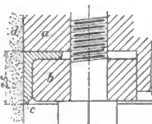


Fig. 1288.

Fig. 1288 zeigt die Stulpenliderung eines Kolbens, die der Abdichtung (Fig. 1285) nahe verwandt ist. *a* bezeichnet den Kolben, *d* den Stiefel, *c* den Lederstulp und *b* den Ring, welcher letzteren festhält. Um letzterem eine genaue Lage zu geben, ist er auf einen kreisrunden Vorsprung des Kolbens

geschoben. Fig. 1289 stellt eine etwas andere Anordnung für denselben Zweck dar; der Lederstulp *c* ist im Querschnitt u-förmig. Diese Gestalt der Stulpen herrscht allgemein vor. Nach Fig. 1290 ist am Rande des Stiefels *d* ein Falz ausgebildet, in diesen der Ring *e* und Stulp *c* gelegt und schließlich die Brille *b* zum Festhalten des Stulps angebracht.

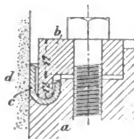


Fig. 1289.

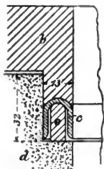


Fig. 1290.

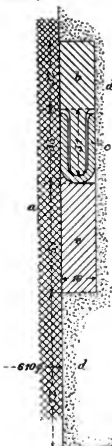


Fig. 1291.

Bei größeren Stiefelweiten kann man die Stopfbüchsbrille entbehren. In Fig. 1291 bezeichnet *d* einen Querschnittsteil der Wand eines 610 mm weiten Stiefels, *a* den zugehörigen Mönchskolben. Hier ist in *d* eine ringsumlaufende Nut gedreht, welche die Liderung aufnimmt. Es ist zunächst der Lederstulp *c* eingelegt; seine Biegsamkeit gestattet das. Dann ist der zwei- oder mehrteilige Ring *b* eingelegt und der Stulp *c* über ihn geschoben, endlich ist der geteilte Ring *e* eingelegt, welcher das Ganze festhält.

Eine doppelte Liderung für eine Preßpumpe zeigt Fig. 1292. Der geringen Kolbenweite halber sind die Stulpen *cc* von der Endseite des Stiefels *d* eingelegt. Ring *e* stützt den unteren Stulp, Ring *i* soll den Stulpenrücken gute Stützung gewähren und die Brille *b* dient zum Zusammendrücken des Ganzen.

Fig. 1293 endlich stellt eine Liderung für einen Wirbel dar, der bei tragbaren Nietmaschinen vorkommt. Er soll die Röhren *a*

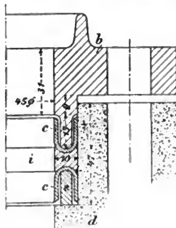


Fig. 1292.

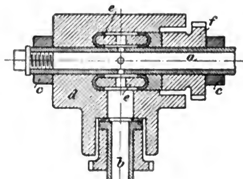


Fig. 1293.

und *b* verbinden, gleichgültig, welche Lage die um *a* drehbare Röhre *b* hat. Auf *a* steckt drehbar der Körper *d*; zwei auf *a* feste Stellringe *c*

hindern *d*, sich längs *a* zu verschieben. Die Röhre *b* ist mit *d* fest verbunden. Es sind nun in die Wandung von *a* mehrere Löcher gebohrt, in deren Ebene Durchbrechungen der Ringe *e* liegen. Letztere dienen, im Vereine mit der Schraube *f*, zum Festhalten der abdichtenden Stulpen.

Das Steuern hoch gespannten Wassers findet zum Teil durch entsprechend kräftig gebaute Ventile statt. Beim Entwurf wie bei der Ausführung solcher Ventile sind manche Schwierigkeiten zu überwinden, wenn man einen guten Schluß der Ventile und einigermaßen bequeme Handhabung sichern will. Um die Ventile einigermaßen leicht bewegen zu können, sind über und unter ihnen Entlastungskolben anzubringen. Sie werden durch eine Feder geschlossen und durch entgegengesetzt wirkenden Hebeldruck geöffnet.[1]) Für mäßig hohen Wasserdruck und nicht sehr große Kanalweiten kommen Flachschieber zur Verwendung, welche soviel als möglich entlastet werden.[2]) Man findet auch entlastete Hähne. Kolbenschieber werden zuweilen ohne Liderung verwendet; sie sollen sich gut bewähren bei tadellos reinem Wasser und vorzüglicher Herstellung. Man schleift den Kolben und die Büchsen, in denen er sich verschieben soll, ebenso genau wie die Lehrbolzen und Lehrringe und wechselt sie durch andere aus, wenn erhebliche Abnutzungen entstehen. Bei reinem Wasser oder reinem Öl soll ein solches Auswechseln erst nach etwa einjährigem Betriebe nötig werden.

Es ist nicht leicht, die Preßflüssigkeit von schädlichen Verunreinigungen freizuhalten, indem mit der Zeit zurückgebliebener Formsand sich ablöst, die Rostschicht im Innern der gewalzten Röhren zerkrümmelt wird oder durch andere Umstände die zunächst reine Preßflüssigkeit verunreinigt

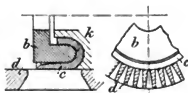


Fig. 1294.

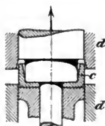


Fig. 1295.

wird. Solche Verunreinigungen beschädigen auch Flachschieber, Steuerhähne und Ventile; sie machen sich weniger fühlbar bei Röhren- oder Kolbenschiebern, die durch weiche Stoffe, insbesondere Leder, abgedichtet sind. S. 675 ist bereits erwähnt, daß die Abdichtung durch zusammengepreßte Lederringe oder durch Stulpen stattfindet. Fig. 1287 zeigt ein Beispiel, bei welchem die Liderungen in dem zugehörigen Gehäuse liegen. Sie werden jedoch auch an dem Kolben angebracht.[3]) Da die Liderung angepreßt werden muß, um dicht zu schließen, so quillt sie hervor, sobald sie die Dichtungsfläche überschritten hat. Sie muß dann demnächst wieder zurückgedrängt werden, wobei sie leidet. Man macht zur Schonung der Liderung die Abschlußkante nicht scharf (Fig. 1287), so daß das Zurück-

[1]) Vgl. Z. f. W., Sept. 1902, S. 525, mit Abb.
[2]) Z. 1900, S. 1801, mit Abb. Z. f. W., Sept. 1902, S. 522, mit Abb.
[3]) Hauptwerkstatt Witten: Glasers Annalen, Juli 1892, S. 26, mit Abb. W. T. Sears, American Machinist, 23. Mai 1894, mit Abb.

drängen allmählich stattfindet, oder unterbricht, bei Stulpliderung, die Abschlußfläche *d* (Fig. 1294) vom Abschlußrande ab durch schmale Schlitze. Letzteres Verfahren kommt insbesondere dann zur Anwendung, wenn die Liderung am Steuerkolben *k* (Fig. 1294) sitzt. Es werden die Schlitze mittels linsenförmigen Fräsers vorgeschnitten und dann mittels einer dünnen Handsäge und Schaber vollendet. *c* bezeichnet in der Figur den Stulp und *b* den Ring, welcher ihn festhält.

Erfährt die Stulpliderung, während sie den Spalt für den Wasserein- oder -austritt überschreitet, keinen erheblichen einseitigen Druck, so genügt (nach Fig. 1295) eine kleine Erweiterung des Steuerkörpers an derjenigen Seite, an welcher der Rand des Stulps *c* einzutreten hat.

Trotz dieser vorsichtigen Ausbildung sind diese Liderungen bei hohen Wasserdrücken starker Abnutzung unterworfen. Wegen der Schwierigkeiten, welche die weich gelíderten Steuerungen bei hohen Wasserdrücken bieten, vermeidet man sie soviel als möglich für größere Wasserdrücke als 150 Atmosphären. Es erhellt aber aus den gegebenen Erörterungen der große Vorteil der S. 663 bis 666 beschriebenen Anordnungen, nach welchen nicht das hochgespannte Wasser, sondern der zum Antriebe dienende Dampf oder niedrig gespanntes Wasser gesteuert wird.

C. Gesamtanordnung der Schmiedepressen.

Wegen des Umstandes, daß die Schmiedehämmer fast ausnahmslos lotrecht wirken, vielleicht auch aus anderen Gründen, sind die Schmiedepressen regelmäßig aufrecht aufgestellt. Zuweilen wirkt der Druckkolben von unten nach oben (Fig. 1271 und 1272, S. 667), meistens von oben nach unten. Es kommt jedoch auch die liegende Anordnung vor.[1]) Es dürfte in manchen Fällen diese liegende Aufstellungsweise der aufrechten vorzuziehen sein, weil bei ihr die Höhenlage des Werkstücks während des Schmiedens unverändert bleibt.

Vorherrschend ist für die Gestelle die torartige Gestalt gebräuchlich, was angesichts der Größe der auftretenden Kräfte nahe liegt. Man findet jedoch auch C-förmige Gestelle, dann nämlich, wenn es sich um mäßige Kräfte handelt und mit kleiner Ausladung auszukommen ist.[2])

Zur ersteren Bauart gehören die S. 667 beschriebene Dampfdruck-Schmiedepresse und zwei in unten verzeichneter Quelle[3]) angegebene. Ein ferneres Beispiel stellt Fig. 1296 schaubildlich dar. Die Presse ist von Watson & Stillmann gebaut, arbeitet mit 175 kg/qcm Wasserdruck und übt einen Druck von etwa 50 t aus. In dem Bilde bemerkt man rechts einen Steuerhahn, welcher das Druckwasser entweder über den Preßkolben oder unter den Rückzugskolben leitet, oder von diesen Stellen abfließen läßt. Die Oberfläche der unteren Platte liegt rund 800 mm über dem Fußboden; der größte Abstand der zum Befestigen der Werkzeuge dienenden Aufspannplatten beträgt 380 mm und die größte Verschiebbarkeit der oberen Platte 150 mm.

[1]) Daelen, Stahl und Eisen, 1892, S. 155 u. f., mit Abb. American Projectile Comp. The Iron Age, Febr. 1892, S. 344, mit Abb.
[2]) Stahl und Eisen 1892, S. 162, mit Abb.; D.R.P. No. 80945.
[3]) Stahl und Eisen, Dez. 1894, S. 1071, mit Abb.



Es ist nicht zu erwarten, daß die Werkstücke genau genug vorgelegt werden, um den Widerstand in die Achse des Mönchs fallen zu lassen; es wird vielmehr in der Regel die Mitte des Widerstandes außerhalb der Achse des Mönchs liegen. Demgemäß müssen der beweglichen Aufspannplatte kräftige Führungen geboten werden. Hierfür werden einerseits die vier starken Bolzen oder Ständer, welche Kopf und Fuß der Presse verbinden, mit in Anspruch genommen, anderseits die Stopfbüchse des Hauptmönchs benutzt. Je größer der lotrechte Abstand zwischen den beiden Führungsstellen ist, um so geringer fällt der wagerechte Druck gegen die aufrechten Führungsflächen aus. Aus diesem Grunde legt man oft die Dichtung des Mönchs — statt in den unteren Teil der Nonne — an den oberen Rand des Mönches (Fig. 1289, S. 676); alsdann muß selbstverständlich die Nonne in ihrer ganzen Länge ausgebohrt werden.

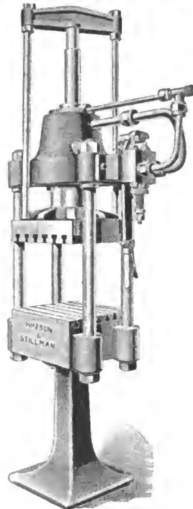


Fig. 1296.

Mit der vorhin abgebildeten kleinen Presse sind die unten[1]) verzeichneten erheblich größeren im Gesamtaufbau verwandt. Dasselbe gilt von der mächtigen, von Breuer, Schumacher & Co. gebauten Presse, welche Fig. 1297 schaubildlich zeigt. Links sieht man die Druckpumpe (Fig. 1266, S. 664). Über dem Kopf erheben sich zwei Dampfstiefel, die zu diesen gehörigen Kolbenstangen greifen an das Querhaupt des Preßkolbens, um dieses nebst Zubehör emporzuheben. Die Führung wird — wie vorhin — durch die vier, Kopf und Fuß verbindenden Bolzen und durch die Nonne geboten. Unten vor der Presse sieht man eine Vorrichtung, welche dem Herausziehen des unteren, wohl Amboß genannten Werkzeugs dient.

Fig. 1298 stellt eine von derselben Firma gebaute, zum Ausschmieden der Radreifen (vgl. S. 723) bestimmte Presse dar. Sie unterscheidet sich von der vorhin angeführten hauptsächlich durch das untere Werkzeug, welches an einen Amboß mit Horn erinnert. Da bei dem Schmieden der Radreifen erhebliche einseitige Drücke unvermeidlich sind, so hat man den Kopf der Presse gegen den Fuß derselben durch ein Paar starke, schräg liegende Bolzen abgesteift. Man erkennt in Fig. 1298 manche Einzelheiten, welche in Fig. 1297 verdeckt liegen.

Davy hat der Führung des Querhauptes, an dem das obere Werkzeug sitzt, dadurch besondere Aufmerksamkeit geschenkt, daß er das Querhaupt

[1]) Fritz Baare. D.R.P. No. 45 323; Stahl und Eisen, 1892, S. 155, mit Abb. Verschiedene: Dingl. polyt. Journ. 1895, Bd. 297, S. 249, mit Abb. A. Borsig, Dingl. polyt. Journ. 1898, Bd. 307, S. 123, mit Schaubild.

⊥-förmig macht und den mittleren Teil oben besonders führt.[1]) Da der aufrechte Führungsarm die Mitte der Presse einnimmt, so sind zwei Preßkolben links und rechts von ihm angebracht.

Fig. 1299 ist der lotrechte Schnitt, Fig. 1300 die Seitenansicht, Fig. 1301 ein wagerechter Schnitt einer solchen Presse, welche die Vickers Werke

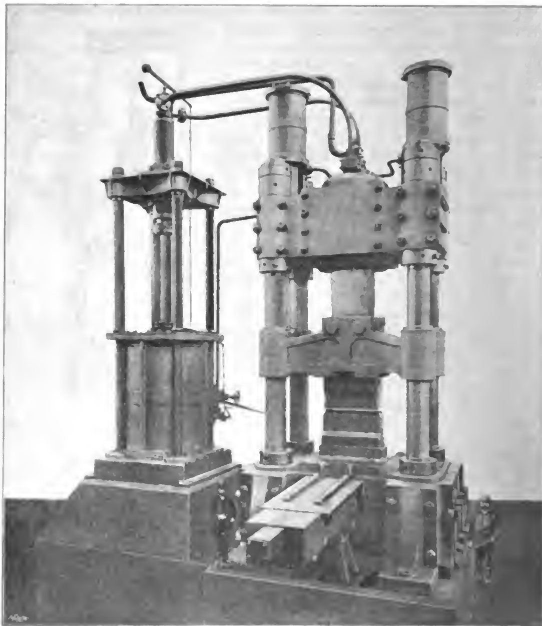


Fig. 1297.

in Sheffield im Gebrauch haben.[2]) Die Presse ist für 8000 t Druck berechnet; es beträgt der höchste Überdruck des Wassers 500 kg/qcm. Das Quer-

[1]) Engineering, April 1866, S. 393, mit Abb. D.R.P. No. 32273; Z. 1886, S. 487, mit Abb.

[2]) Engineering, Nov. 1897, S. 555, mit Abb. Portefeuille des Machines, Dez. 1898, mit Abb

haupt nebst dessen mittlerem Führungsarm wird von zwei Kolben getragen, die in den 380 mm weiten Stiefeln *d* spielen; es sind die zugehörigen Kolbenstangen 250 mm dick. Diese Trag- oder Rückzugskolben stehen stets unter 300 kg/qcm Druck, indem ihre Stiefel mit einem Druckwasserspeicher frei verbunden sind. Die beiden Hauptmönche, welche zu den Nonnen

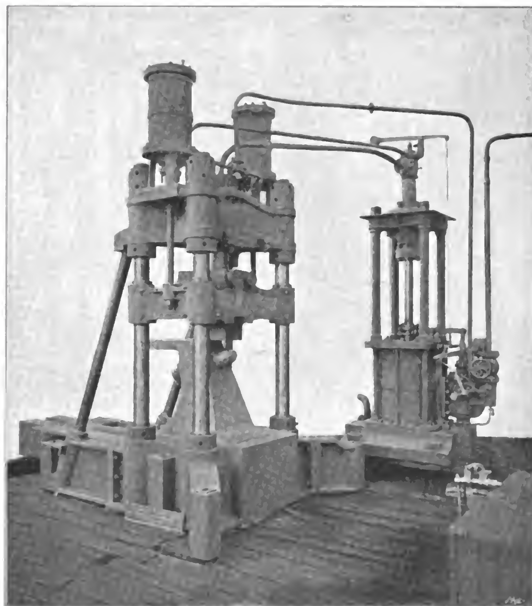


Fig. 1298.

a gehören, sind mit dem Querhaupt *b* nur durch zwei Stützen *g* verbunden, so daß Biegungsspannungen nicht übertragen werden können. Es greifen an den Nonnen *a* ausgebildete gerade Leisten in die Seitenteile und Querverbindungen des Holmes, um die Drücke möglichst gleichförmig auf die Holme zu übertragen. Der Führungsarm *e* ist mit dem Querhaupt *b* durch Schraubengewinde verbunden, von dem sowohl an *e*, als auch in der Mutter zwei Viertel weggeschnitten sind. Man schiebt daher *e* in *b*

und verdreht beide nur so weit gegeneinander, daß sie sich fest aneinander legen. Das obere Werkzeug *h* ist eigenartig an *b* befestigt; es hängt nämlich an einer durch *e* gesteckten, oben mit einem Kolben versehenen Stange.

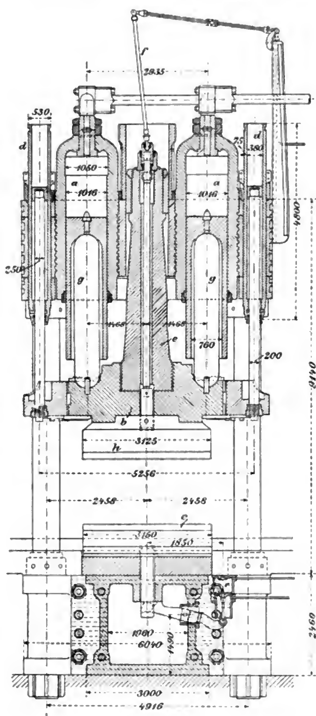


Fig. 1299.

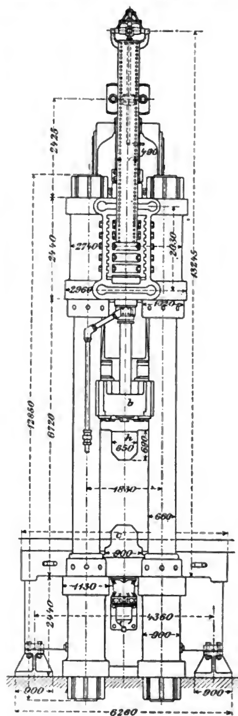
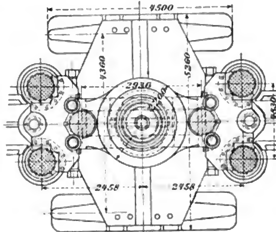


Fig. 1300.

Solange dieser Kolben vermöge dieser gelenkigen Röhrenleitung *f* unter Wasserdruck steht, wird *h* fest gegen *b* gedrückt; entläßt man das Wasser, so sinkt *h* so viel — auf eine Unterlage —, um von seiner Stange gelöst

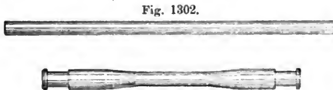
werden zu können. Das untere Werkzeug *c* wird (nach Fig. 1299) durch einen Bolzen festgehalten, den ein rechts unten erkennbarer Wasserdruckkolben hebt.

Wenn die Mitte des Widerstandes erheblich von der Mitte des Arbeitsdruckes abweicht, so sucht man den Ausgleich nicht allein den Führungen zu überlassen. Breuer, Schuhmacher & Co.[1]) verwenden zu diesem Zweck z. B. zwei genau gleiche Preßkolben und ebenso zwei gleiche Pumpenkolben, verbinden aber letztere mit einem gemeinsamen Dampfkolben, so daß jeder Preßkolben denselben Weg zurücklegen muß. Es können auch mehrere Preßkolben angewendet werden,[2]) die man unabhängig voneinander zu steuern vermag, so daß an derjenigen Stelle der größte Druck ausgeübt wird, wo sich der größte Widerstand findet. Ein derartiges Steuern dürfte indes große Gewandtheit des Arbeiters beanspruchen. Ein ferneres Verfahren beruht auf dem Einschalten von Keilen zwischen Preßkolben und Werkzeugen (vgl. Fig. 1087, S. 542).


Fig. 1301.

Es sei hier als Beispiel die Schmiedepresse von H. Aiken angeführt.[3]) Es handelt sich um das Schmieden von Wagenachsen (Fig. 1303), aus Rundeisen (Fig. 1302). Diese Arbeit findet zwischen Gesenken *CC* und zwei in deren Hohlraum greifende Stempel statt. Fig. 1304 ist eine Seitenansicht, Fig. 1305 ein Grundriss und Fig. 1306 und 1307 sind zwei in größerem Maßstabe gezeichnete Querschnitte der Presse. Die beiden Gesenke *C* können sich in ihrer Längenrichtung nicht verschieben, sie werden durch die Keile *D* und *E* quer verschoben. Die Keile *D* und *E* werden im Maschinengestell *A* geführt, zwei Leisten *F* halten sie in der betreffenden Vertiefung. Die zweiteilig hergestellten Keile *D* und *E* übergreifen, wie Fig. 1306 u. 1307 erkennen lassen, die Gesenke *C* so, daß diese von den sich zurückziehenden Keilen nach außen gezogen werden. Es sind nun die Keile mittels der Ohren *G* auf einen Querbolzen der Kolbenstange *B* gesteckt; letztere gehört zu einem in *K* spielenden Kolben. Das Querhaupt *H*, an dem ein zwischen die Gesenke greifender Stempel sitzt, ist mittels Stangen den in *d* befindlichen Kolben angeschlossen und von dem Stiefel *c* aus wird die Kolbenstange *b* betätigt, welche den zweiten zwischen die Gesenke greifenden Stempel enthält. Bei zurückgezogenen Gesenken wird

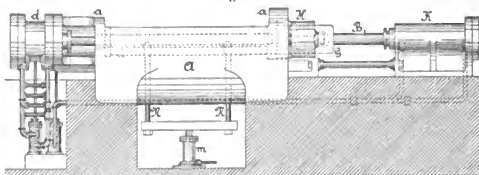
Fig. 1302.


Fig. 1303.

[1]) Stahl und Eisen, 1892, S. 162.
[2]) D.R.P. No. 96041.
[3]) The Iron Age, Febr. 1890, S. 212, mit Abb. Z. 1890, S. 1327, mit Abb.

das hoch erhitzte Rundeisenstück eingelegt, dann Druckwasser hinter den in K befindlichen Kolben gelassen, so daß die Gesenke in ganzer Länge

Fig. 1304.



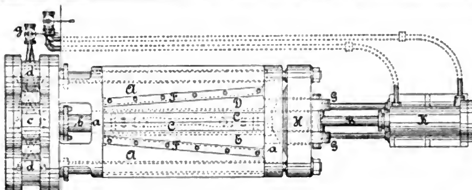
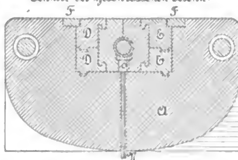


Fig. 1305.

Fig. 1306.



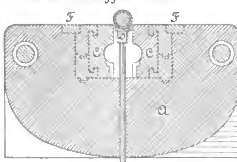


Fig. 1307.

sich aneinander legen, und hierauf werden die beiden Stempel vorwärts bewegt, um den Rundstab zu verkürzen und den Hohlraum der Gesenke auszufüllen.

Behufs bequemen Einlegens und Aushebens der Werkstücke sind zwei Stangen N mit Köpfen o (Fig. 1304 bis 1307) angebracht, welche durch die Presse m betätigt werden. Vor dem Einlegen eines Werkstückes läßt man die Stangen N emporsteigen, legt das Werkstück auf die Köpfe o und bringt es durch Sinkenlassen der Stangen N in die richtige Lage. Nach dem Pressen hebt man das Werkstück durch die Stangen N über die Presse und kann es dann bequem fortnehmen.

Die vorliegende Presse ist nicht allein Beispiel für die genau gleichmäßige Verschiebung von Werkzeugen durch Keile, sondern auch für die Anwendung mehrerer Werkzeuge

in einer Presse. Von letzterem wird häufig Gebrauch gemacht. Es sind dann die Pressen ihren besonderen Zwecken angepaßt.

Es sei noch bemerkt, daß für den Bau der Schmiedepressen in größerem Umfange geschmiedeter Stahl, Stahlguß und Stückgut verwendet wird, wogegen das Gußeisen zurücktritt. Um aus geschmiedetem Stahl größere Körper als Querstücke auszubilden, läßt man die einzelnen Teile durch Feder und Nut ineinander greifen und verbindet sie, wo es angeht, durch Schrumpfringe, sonst durch Schraubbolzen. Die Kanäle für das Druckwasser werden in den vollen Körper gebohrt.

Man hört nicht selten gegen die Schmiedepressen den Vorwurf aussprechen, daß sie zu langsam arbeiteten. Dieser Vorwurf ist wenig begründet. Allerdings ist die Geschwindigkeit des bewegten Werkzeugs weit geringer als die Geschwindigkeit des Hammers. Allein der Hammer muß einen großen Weg zurücklegen, um die demnächst auszuübende Arbeit aufzuspeichern, während der Weg für das Werkzeug der Schmiedepresse bis zum Angriff nur so groß zu sein braucht, als der für die Handhabung des Werkstücks erforderliche Raum nötig macht. Die geringere Geschwindigkeit des Schmiedepressenwerkzeugs während der eigentlichen Arbeit verursacht jedenfalls keinen nennenswerten Zeitverlust, hat aber (vgl. S. 656/657) große Vorteile zur Folge. So ist zu erwarten, daß die Schmiedepresse dem Hammer mehr und mehr von seinem bisherigen Gebiet abnehmen, wenn auch nicht ihn verdrängen wird.

IV. Niet- und Stauchmaschinen.

Beide hier genannte Maschinengruppen könnten den gemeinsamen Namen Stauchmaschinen führen, da beide ausschließlich stauchend wirken. Da aber das Stauchen des Nietschafts, durch welches der Schließkopf, nach Umständen auch der erste Kopf des Nietes, gebildet wird, Gegenstand einer zahlreichen Maschinengruppe ist, so hat man dieser einen besonderen Namen gegeben und versteht unter dem Namen Stauchmaschinen nur die kleine Reihe, welche zum Stauchen von Stangen und Reifen dient. Sie möge zunächst, und zwar ihrer Bedeutung nach, in aller Kürze erledigt werden.

A. Stauchmaschinen.

Sie bezwecken, einen zu stauchenden Stab w (Fig. 1308) zu beiden Seiten der Stauchstelle fest anzufassen und die Angriffsstellen gewaltsam einander zu nähern. Die Stauchstelle ist viel stärker erhitzt als das links und rechts von ihr belegene Eisen, so daß nur sie dem Druck P nachgibt. Die untere Grenze der Größe dieses Druckes P ist gegeben durch den Querschnitt der Stauchstelle und die Festigkeit, bezogen auf die Flächeneinheit, welche dem Werkstück bei der angewendeten Temperatur eigen ist.

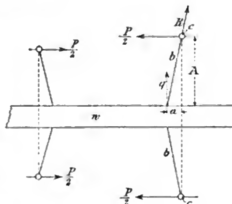


Fig. 1308.

Da der Druck P regelmäßig groß ausfällt, so benutzt man zum Anfassen sogenannte selbstspannende Zangen.[1]) In Fig. 1308 bezeichnen $b\,b$ zwei Streben, welche um die an gemeinsamen Schlitten festen Bolzen c sich frei drehen können. Bewegt man, nachdem die Streben b mit dem Werkstück in Fühlung gebracht sind, den Schlitten der Stauchstelle entgegen, und leistet letztere den Widerstand P, so müssen folgende Verhältnisse angewendet werden, wenn ein Gleiten der einander gegenüberliegenden Enden der Streben am Werkstück vermieden werden soll.

Es heiße q der Druck, mit dem die Strebenenden sich gegen das Werkstück legen, also $q \cdot f$ die Reibung, welche an jeder Seite des Werkstücks auftritt. Dann tritt kein Gleiten ein, so lange:

$$2\,q \cdot f > P$$

ist. Aus der Figur folgt aber:

$$\frac{P}{2} \cdot A = q \cdot a,$$

also wird das Gleiten verhindert bei:

$$2 \cdot q \cdot f > 2\,q \cdot \frac{a}{A}$$

oder:

$$\frac{a}{A} < f. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (161)$$

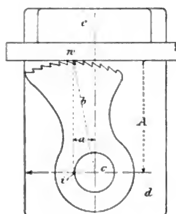


Fig. 1309.

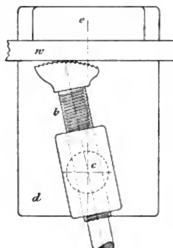


Fig. 1310.

Die Reibungswertziffer f kann man, wenn die Angriffsflächen der Streben gerauht sind, mindestens $\frac{1}{5}$ annehmen, so daß die Bedingung lautet:

$$\frac{a}{A} = \frac{1}{5} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (162)$$

Je nach Umständen kann statt $\frac{1}{5}$ ein anderer Zahlenwert zutreffender sein.

[1]) Herm. Fischer, Allgem. Grundsätze und Mittel des mechanischen Aufbereitens, Leipzig 1888, S. 568.

Aus Ersparnisgründen pflegt man nur eine bewegliche Strebe *b* anzuwenden und die andere durch einen festen Backen *e* (Fig. 1310) zu ersetzen; an dem soeben abgeleiteten Satz ändert sich hierdurch nichts.

Da die Werkstücke *w* (Fig. 1309) verschieden dick sind, so muß der Abstand des Bolzens *c* von dem Backen *e* einstellbar sein oder ein anderes Mittel angewendet werden, um der Gleichung 161 gerecht zu werden. Es wird tatsächlich von der erwähnten Einstellbarkeit oft abgesehen, dagegen *b* spiralig begrenzt, so daß sich diese Steife der Werkstückdicke ohne weiteres anpaßt. Es sollte diese Spirale eine logarithmische sein; man begnügt sich statt dessen mit einem Kreisbogen, welcher sich in der Mitte



Fig. 1311.

der Spirale anschließt. Diesen Kreisbogen beschreibt man um den Punkt *i* (Fig. 1309), welcher um die Länge *a* von der Mitte des Bolzens *c* entfernt liegt. Das ist nur zulässig, solange der Bogen kurz ist. Man kann sich daher auf diesem Wege nur einer beschränkten Verschiedenheit der Werkstückdicken anpassen. Sind größere nicht zu vermeiden, so wechselt man *b* (Fig. 1309) gegen eine längere oder kürzere Strebe aus oder macht die Länge der Strebe nach Fig. 1310 verstellbar. Es ist *b* als Schraube ausgebildet, deren Mutter in einem Auge des drehbaren — gestrichelt gezeichneten — Bolzens *c* sich befindet.

Der Backen *e* sowohl wie der Bolzen *c* wird durch die Kraft *R* beansprucht, deren Größe (vgl. Fig. 1308) ist:

$$R = 2{,}55\ P,$$

wenn — nach Gl. 162 — $\frac{a}{A} = \frac{1}{5}$ gewählt wird.

Es genügt nun, wenn eine der Einspannvorrichtungen verschoben wird; man bringt deshalb nur eine derselben, — Backen *e* und Zapfen *c* mit Strebe *b* — an einem verschiebbaren Schlitten *d* (Fig. 1309 und 1310) an, während die andere am Maschinengestell befestigt ist.

Für das Stauchen gerader Stäbe ist selbstverständlich, den Schlitten *d* geradlinig, gleichlaufend zum Werkstück zu verschieben. Soll die Maschine zum Stauchen von Reifen dienen, so wird die Bahn des Schlittens der mittleren Krümmung der in Frage kommenden Reifen angepaßt. Bei der Stauchmaschine von G. Polysius, welche Fig. 1311 darstellt, sitzt die bewegliche Einklemmvorrichtung am Kopfe eines Hebels, der um einen unten im Gestell befindlichen Bolzen schwingt. Es ist sonach der von ihr zurückgelegte Weg kreisbogenförmig mit nach oben gerichteter Wölbung. Die bewegliche Einspannvorrichtung wird unter Vermittlung des oben erwähnten und in der Figur rechts sichtbaren Hebels durch eine Lenkstange bewirkt, deren linksseitiges Ende eine an der Hauptwelle sitzende Hubscheibe umgreift, und die in der Mitte der Maschine sichtbare Hauptwelle erfährt ihre Drehung von dem mittels der Hand gedrehten Schwungrad aus durch ein sehr stark übersetzendes Stirnradvorgelege.

Die vorliegende Maschine dient auch zum Zusammendrücken stumpf zu verschweißender Stangen oder Reifenenden, weshalb sie auch Schweißmaschine genannt wird.

Einige Quellen über Stauchmaschinen mögen zur Ergänzung der obigen Darlegungen angeführt werden.[1])

B. Nietmaschinen oder Nieter.

1. Werkzeuge, Arbeitsverfahren und Widerstände.

Als eigentliche Werkzeuge dienen zwei an ihren Endflächen so ausgehöhlte Stempel, daß sie die fertigen Nietköpfe umschließen. In der Regel ist der Nietbolzen vorher mit einem Kopf versehen; er wird in das für ihn bestimmte Loch geschoben und mit dem vorhandenen Kopf an dem einen Stempel (dem Gegenhalter) gestützt, während der andere Stempel (das Schelleisen oder der Kopfsetzer) den zweiten Nietkopf den sogenannten Schließkopf bildet. Zuweilen (s. weiter unten) wird der Nietbolzen, ohne vorher mit einem Kopf versehen zu sein, also als Stift, in das Nietloch geschoben, und werden beide Köpfe mittels derselben Nietmaschinen erzeugt.

In Fig. 1312 bezeichnet *g* den Gegenhalter und *s* das Schelleisen, *a* den eingeschobenen Nietbolzen. Verschiebt man *s* langsam mit dem erforderlichen Druck gegen *g*, so trifft die schalenförmige Höhlung von *s* zunächst auf den Rand von *a* und bildet das obere Ende des Nietbolzens so um, daß die Berührungsfläche zwischen Schelleisen und Nietbolzen größer wird als der Nietbolzenquerschnitt. Bei gleichförmiger Wärme des

[1]) Zimmermann, Dingl. polyt. Journ. 1878, Bd. 230, S. 399. Seulfort, Maillard und Maurice, daselbst S. 455. Brandes, Dingl. polyt. Journ, 1880, Bd. 235, S. 422. Polysius, D.R.P. No. 22025. Auerbach, D.R.P. No. 24212. Meckel, Dingl. polyt. Journ. 1883, Bd. 248, S. 405, sämtlich mit Abb.

Nietbolzens wird dieser nunmehr in ganzer Länge gestaucht, und zwar, so weit er im Nietloch steckt, bis zu voller Ausfüllung des letzteren, weiter oben bis zur Ausfüllung der Schelleisenhöhlung, d. h. bis zur Fertigstellung des Schließkopfes. Liegen die zu verbindenden Bleche fest aufeinander, so ist zu dem beschriebenen Vorgange nichts weiter zu bemerken. Wenn aber die Bleche nicht eng aufeinander schließen, so dringt ein Teil des Raum suchenden Nietschaftes in den Spalt und bildet hierdurch, wie Fig. 1133 darstellt, einen Grat, der nun die Bleche dauernd auseinander hält. Der Versuch, die Fuge durch nachträgliches Verstemmen der Blechränder zu dichten, ist nur vorübergehend von Erfolg. Deshalb muß bei

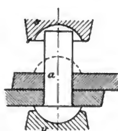
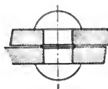


Fig. 1312.


Fig. 1313.

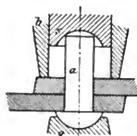


Fig. 1314.

dem vorliegenden Nietverfahren, wenn es sich um die Herstellung dichter Verbindung handelt, mit aller Sorgfalt darauf gesehen werden, daß die Blechränder während des Stauchens des Nietschaftes hart aufeinander liegen. Das kann geschehen durch sorgfältiges Zusammenpassen der Blechränder und Zusammendrücken mittels Schrauben, die durch benachbarte Löcher gezogen werden; es wird aber auch dadurch erreicht, daß vor dem Angriff des Schelleisens *s* (Fig. 1314) das Ende einer Art Röhre, des Blechschlußringes *b* unter entsprechendem Druck gegen das Blech gedrückt wird. Es

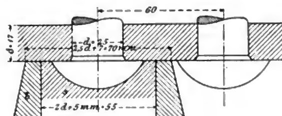


Fig. 1315.

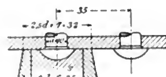


Fig. 1316.

kommt deshalb bei der Herstellung von Nähten, die dicht sein sollen (solche der Dampfkessel, Wasserbehälter, blecherner Röhren u. dgl.), regelmäßig außer dem Schelleisen ein zweiter bewegter Teil, nämlich der Blechschlußring in Frage. Für Verbindungen, welche nur fest sein sollen (Träger u. dgl.), ist das dichte Aufeinanderliegen der Blechplatten von geringerer Bedeutung, wenngleich der Umstand, daß die Festigkeit der Nietverbindung auf der Reibung zwischen den verbundenen Teilen beruht, auch hier gutes Aufeinanderliegen der letzteren als mindestens erwünscht erscheinen läßt.

In dem Falle, daß das Schelleisen *s* (Fig. 1312) nicht langsam drückend, sondern unter Benutzung einer rasch bewegten Masse hammerartig wirkt, liegt die Gefahr der erwähnten Gratbildung weniger nahe, indem wegen der für jeden Schlag nur sehr kurze Zeit (S. 595) wirkende Druck nicht in dem

für die Gratbildung erforderlichen Grade bis zur Verbindungsfuge vordringt. Ist ein Spielraum zwischen den Blechen vorhanden, so wird er sogar im Verlaufe der Arbeit beseitigt, indem der unter den Hammerschlägen sich allmählich bildende Schließkopf die Bleche zusammendrückt.

Die Druckfläche des Blechschlußringes muß eine gewisse Größe haben, damit sie das Blech nicht beschädigt; sie muß zwischen den benachbarten Nietköpfen und dem Schelleisen untergebracht werden, wobei dem letzteren die nötige Dicke zu gewähren ist. Ich empfehle demgemäß (nach Fig. 1315 und 1316) dem Schelleisen den Durchmesser

$$2\,d + 5 \text{ mm},$$

dem Blechschlußring den äußeren Durchmesser

$$2{,}5\,d + 7 \text{ mm}$$

zu geben, wenn d die Dicke des Nietbolzens bezeichnet. Man wird je nach Umständen die hiernach gewonnenen Beträge ein wenig erhöhen.

Fig. 1317.

Fig. 1318.

Die Nietmaschine soll für verschiedene Nietdicken benutzt werden, woraus folgt, daß sowohl das Schelleisen als auch der Blechschlußring auswechselbar einzurichten ist. Das geschieht z. B. in der Weise, wie die halbe Schnittfigur 1317 angibt. Das Schelleisen *s* steckt in einer Stange *e* unter Vermittlung eines verjüngten Zapfens. Quer durch *e* geht ein Keilloch, welches zum Austreiben von *s* dient. Der Blechschlußring *b* ist auf den Kopf eines die Stange *e* gleichachsig umschließenden Körpers *f* geschraubt. In dem Blechschlußring sind seitliche Öffnungen angebracht, welche den Wärmeabfluß von dem Schelleisen bzw. der Stange *e* begünstigen, auch zum Einführen von Kühlwasser dienen.

Fig. 1319.

Aus Rücksicht auf den verfügbaren Raum, gleichzeitig aber auch zum Zweck der Wärmeabfuhr von dem Schelleisen, wird zuweilen der Blechschlußring *b* (nach Fig. 1318) an einer Seite weggeschnitten. Um den Druck auf die Flächeneinheit des Blechschlußringes nicht zu groß werden zu lassen, muß man in diesem Falle den äußeren Halbmesser der Druckfläche größer machen als sonst.

Das wichtige Kühlhalten des Schelleisens — wie des Gegenhalters — erstreben manche durch Kühlwasser. Fig. 1319 stellt hierfür eine von der Babcok und Wilcox Co. ausgeführte Ausführungsform dar. Es handelt sich um eine Nietmaschine, welche einen Blechschlußring nicht enthält. Es

ragen die Zapfen sowohl des Schelleisens als auch des Gegenhalters durch Hohlräume *w* der Maschine, durch welche Kühlwasser getrieben wird. Die Zapfen sind sehr dick gehalten, um den Wärmeausgleich zwischen den unmittelbar gekühlten Zapfen und den das glühende Werkstück berührenden Flächen zu begünstigen. Manche spritzen Wasser gegen die Stempel.

Was die Größe der erforderlichen Drücke anbelangt, so stehen mir brauchbare Zahlen nur für solche Nietmaschinen zur Verfügung, welche ruhig drückend wirken. Immerhin bieten dieselben einen gewissen Anhalt auch für die hämmernd wirkenden Maschinen.

Die folgende Zusammenstellung enthält eine Zahl verschiedener Angaben über die angewendeten Drücke, wenn — wie gewöhnlich — die Niete in glühendem Zustand verarbeitet werden. Die auf 1 qmm der Kopfprojektion bezogenen Zahlen sind mit der Annahme berechnet, daß der Durchmesser des Nietkopfes das 1,7 fache des Schaftdurchmessers beträgt. Die Zahlen sollen nur zum Vergleich des angewendeten Druckes mit der Festigkeit (S. 589) bzw. mit dem Widerstande dienen, welchen die Schmiedepressen (S. 657) zu überwinden haben. Man sieht aus der

	Blechschluß	Kopfbildung		Enddruck der Kopfbildung
Englische Dampfdruck-Nietmaschine[1])	44 kg	148 kg	51 kg	—
Tweddel[2])	70 „	139 „	48 „	—
Schönbach[3])	41 bis 66 kg	74 bis 118 kg	26 bis 40 kg	—
Anderson & Gallwey[4]) . .	79 kg	79 kg	27 kg	158 kg
Tweddel[5])	26,5 kg	40 „	14 „	66 „
Breuer, Schumacher & Co.[6])	—	127 bis 162 kg	44 bis 56 kg	—
Chr. Fremont[7])	—	—	—	180 kg
	für 1 qmm Schaftquersch.	für 1 qmm Schaftquersch.	für 1 qmm Kopfprojekt.	für 1 qmm Schaftquersch.

vorliegenden Zusammenstellung, daß die zur Kopfbildung erforderliche Kraft erheblich größer ist als diejenige, mit welcher man schmiedet. Es erklärt sich das zum Teil aus der Gestalt des Nietkopfes, welcher nach allen Seiten gut ausgebildet werden soll, zum Teil aus dem Umstande, daß der kleinere Körper durch das Werkzeug erheblicher abgekühlt wird als so große Körper, wie die Schmiedepressen regelmäßig zu bearbeiten haben. Endlich aber ist für die Beurteilung der Zahlen noch zu bedenken, daß manche für nötig erachten, schließlich einen hohen Druck anzuwenden, um die verbundenen Teile fest zusammenzudrücken. Es sind deshalb die Nietmaschinen zuweilen so eingerichtet, daß zuletzt der bisher dem Blechschluß dienende Druck demjenigen hinzugefügt wird, welcher die Kopfbildung vollzog (vgl. 4 und 5 der Zusammenstellung). Wenn eine derartige Einrichtung fehlt, so wird man dem zum Kopfbilden bestimmten Kolben von vornherein einen größeren Druck erteilen.

---

[1]) Prakt. Masch.-Konstr. 1878, S. 147, mit Abb.
[2]) The Engineer, Juli 1885, S. 201, mit Abb.
[3]) Z. 1890, S. 107, mit Abb.
[4]) The Engineer, Febr. 1890, S. 126, mit Abb. Z. 1891, S. 369, mit Abb.
[5]) The Engineer, Juli 1887, S. 5, mit Abb.
[6]) Nach dem Preisbuch.
[7]) Engineering, März 1898, S. 279.

Für den Druck, welchen unerwärmte Nieten erfordern, sind mir nur Versuche von Sellers bekannt. Danach ergab sich (für $9^1/_2$ mm dicke Niete) 210 kg für 1 qmm des Schaftquerschnittes als zweckmäßiger Druck. Zu großer Druck gefährdet die Blechränder.

In der Regel wird, wie schon erwähnt, der Nietbolzen *a* (Fig. 1312) zunächst mit einem Kopf versehen; es finden sich die Niete in dieser Gestalt im Handel. Das erhitzte Niet wird nun in das Loch des Werkstückes geschoben, so daß sein Schaft so weit hervorragt, als zur Bildung des Schließkopfes erforderlich ist. Diese Länge des Nietes beträgt das 1,3 bis 1,8 fache des Schaftdurchmessers; sie sei hier zu 1,6 *d* angenommen. Ferner sei die Kopfhöhe zu 0,6 *d* angenommen. Da man für das Einbringen des Bolzens zwischen die Stempel *S* eines gewissen Spielraums γ bedarf, so beträgt der nötige Abstand der Stempelenden $2{,}2\,d + \varDelta + \gamma$. Nach Bildung

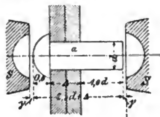


Fig. 1320.

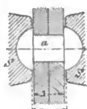


Fig. 1321.

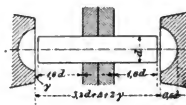


Fig. 1322.

des Schließkopfes ist dieser Abstand (Fig. 1321) zu $\varDelta$ + kleinem Spielraum geworden, so daß der Weg des verschiebbaren Stempels $2{,}2\,d + \gamma$ beträgt. Diese Zahlen ändern sich ein wenig mit den äußeren Umständen.

Für die vorliegenden Verhältnisse besteht längs des Weges $1{,}2\,d + \gamma$ der Widerstand lediglich aus der Reibung der bewegten Teile. Dann beginnt der Angriff der Stempel, wobei der Widerstand rasch steigt. Dieser zweite 1 *d* lange Weg erfordert also eine von jenem Widerstand bis zum ganzen Druck wachsende Kraftleistung.

Es wird auch statt eines bereits mit einem Kopf versehenen Nietes ein kopffreier Stift *a* (Fig. 1322) verwendet.[1]) Alsdann beträgt der Weg bis zum Angriff der Stempel ebenfalls $1{,}2\,d + \gamma$, der eigentliche Arbeitsweg 2 *d*, der Gesamtweg $3{,}2\,d + \gamma$.

Es kommen hin und wieder Einrichtungen vor, welche diesen Weg $1{,}2\,d + \gamma$, welcher zurückgelegt werden muß, bevor die Stempel sich gegen den Stift legen, mit geringem Kraftaufwand zurücklegen lassen (s. weiter unten). Meistens entschließt man sich, zugunsten größerer Einfachheit der Maschine und ihrer Bedienung auf die hierin liegende Ersparnis zu verzichten, indem man von vornherein ebenso hoch gespanntes Druckwasser verwendet, als zur Beendigung der Arbeit erforderlich ist, und für beide Wege dieselben Kolbenflächen benutzt.

Bei den Maschinen mit Blechschluß läßt sich auf folgendem Wege sparen: man bemißt den Kolben, welcher das Schelleisen zu betätigen hat, so, daß der auf ihn ausgeübte Druck imstande ist, den größten Teil der Kopfbildung allein zu vollziehen, und kommt ihm für die Vollendung mit

[1]) Jacobi, Dingl. polyt. Journ. 1886, Bd. 260, S. 17, mit Abb. Varlet & Co., Dingl. polyt. Journ. 1887, Bd. 265, S. 494, mit Abb. Schönbach, Z. 1890, S. 107, mit Abb. C. Hall und Eltringham & Keen, Dingl. polyt. Journ. 1891, Bd. 279, S. 13, mit Abb.

dem Druck zu Hilfe, welcher bisher dem Blechschluß diente. Bei diesem Verfahren wird allerdings gegen Schluß der Kopfbildung der Blechschlußring entlastet; man nimmt an, daß alsdann die Bleche durch den in Bildung begriffenen Schließkopf genügend zusammengedrückt werden.

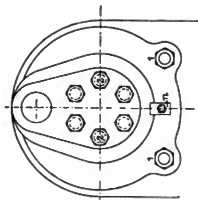


Fig. 1323.

Fig. 1323 bis 1325 stellen eine derartige von Anderson & Gallway ausgeführte Einrichtung dar.[1]) Der aus Stahl gefertigte Stiefel C steckt in dem aus Blech und Winkeleisen zusammengefügten Maschinengestell. In ihm ist der Kolben B verschiebbar, an welchem der Stempel H sitzt. In B ist eine Längsnut gefräst, in welche die feste Leiste n (Fig. 1323 und 1324) greift, und so eigenmächtiges Drehen des Kolbens B hindert. B ist der Stiefel für den Kolben F, an dessen Kopf der Blechschlußring G befestigt ist. Dieser umgreift den Stempel H und hindert damit eigenmächtiges Drehen des Kolbens F. In Fig. 1324 rechts bemerkt man einen dritten Kolben A, dessen Stiefel am Boden des Stiefels C ausgebildet ist. Es ist die Stange des Kolbens A mit dem Kolben F fest verschraubt, so daß beide nur gemeinsam verschoben werden können. Der Kolben A dient ausschließlich dem Zurückziehen von G und H; seine Druckfläche steht jederzeit — vermöge der Röhre a (Fig. 1324 und 1325) — mit dem Druckwasserspeicher in freier Verbindung. Hinter den Blechschlußkolben gelangt das Druckwasser — von dem Steuerkasten V_1 aus — durch die Röhre b, deren Fortsetzung D und die Bohrung der Kolbenstange E. D steckt in einer Stopfbüchse der Kolbenstange E. Gegen die Druckfläche von B gelangt das Wasser vom Steuerkasten V_2 aus durch die Röhre c.

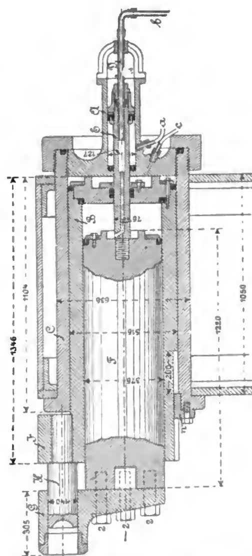


Fig. 1324.

Das Steuern geschieht durch Ventile;

[1]) Z. 1891, S. 369, mit Abb.

sowohl in V_1 als auch in V_2 sind zwei Ventile angebracht, welche durch Daumen gehoben werden können, die an den Wellen der Hebel h_1 und h_2 sitzen. Diese Daumen sind so angeordnet, daß in der einen Bewegungsrichtung jedes der Hebel das eine, in der anderen Bewegungsrichtung das andere Ventil gehoben wird. Nachdem nun der Nietbolzen eingesteckt ist, läßt man von V_1 aus Druckwasser hinter F treten und bald darauf auch hinter B. In dem Maße, wie dieser Kolben und das mit ihm verbundene Schelleisen H vorschreiten, muß durch b Wasser zurückfließen, dem nichts im Wege steht, da b wegen offenen Zuflußventiles mit der Druckleitung frei verbunden ist. H steht hierbei unter dem Druck der Kolbenfläche B, weniger den Drücken auf die Kolbenflächen F und A. Genügt dieser Druck nicht mehr zum Weiterbewegen des Schelleisens, so läßt man durch b das Wasser frei abfließen, so daß der der Kolbenfläche von F entsprechende Gegendruck in Wegfall kommt.

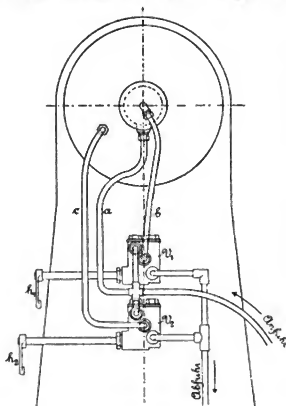


Fig. 1325.

In der Quelle ist die Spannung des Wassers zu 65 kg/qcm angegeben. Es entfallen sonach auf Kolben A:

$$(12{,}7^2 - 7{,}6^2)\frac{\pi}{4}\cdot 65 \qquad = \quad 5\,285 \text{ kg},$$

auf F:

$$(37{,}6^2 - 7{,}6^2)\frac{\pi}{4}\cdot 65 - 5285 = \quad 63\,940 \text{ kg},$$

auf B:

$$(51{,}6^2 - 7{,}6^2)\frac{\pi}{4}\cdot 65 - 5285 = 127\,940 \text{ kg}.$$

Mit diesen Drücken wurden 32 mm dicke Niete verarbeitet.

Um auch ohne Ändern des auf das Schelleisen wirkenden Druckes möglichst sparsam zu arbeiten, sucht man den Weg des zugehörigen Kolbens möglichst einzuschränken, nicht größer werden zu lassen als nötig, was in einfachster Weise durch Begrenzen des Kolbenrückganges (S. 668) geschehen kann. Es dienen diesem Zwecke einstellbare Anschläge verschiedener Art.

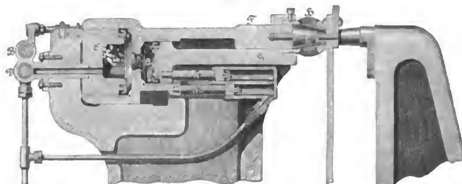
Ein Beispiel hierfür möge in seiner Anwendung bei einer Tweddelschen Nietmaschine, welche 3,66 m ausladet und mit 100 t Druck arbeitet,[1])

[1]) The Engineer, Juli 1885, S. 82, mit Abb.; Aug. 1885, S. 111, mit Abb.; Iron, Nov. 1885, S. 455, mit Abb. Z. 1886, S. 452, mit Abb.

gegeben werden. Fig. 1326 und 1327 sind Schnitt bzw. Grundriß des oberen Teiles der Maschine. Rechts befindet sich der Gegenhalter, links das Schelleisen und der Blechschlußring. Diese nebst den zugehörigen Kolben und Stiefeln befinden sich am Kopfe eines gußeisernen Ständers, der weiter unten mit dem Stahlgußständer verbunden ist, an dem der Gegenhalter sitzt.

Die eigenartige Kolbenanordnung soll ebenso wie die zuletzt beschriebene in der Weise benutzt werden, daß schließlich auf das Schelleisen auch der zunächst für den Blechschlußring bestimmte Druck einwirkt. Der Blechschlußring *H* sitzt an einem links in einen Kolben endigenden Schlitten

Fig. 1326.



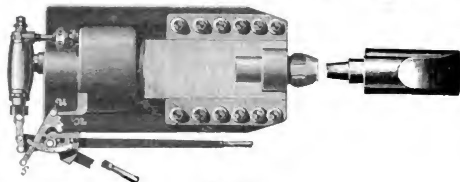


Fig. 1327.

G, der im Stiefel *A* spielt. Dieser Stiefel ist mit dem Schlitten *F*, in welchem das Schelleisen *E* steckt, aus einem Stück gefertigt; *F* ist linksseitig zu einem größeren Stiefel ausgebildet, der sich auf dem festen Kolben *C* verschieben kann. Zwischen dem Hohlraum dieses letzteren Stiefels und *A* befindet sich eine dichte Wand; diese enthält zum Zweck bequemen Ausbohrens beider Stiefel eine Öffnung, welche indes dicht verschraubt ist. *B* und *D* (Fig. 1326) bezeichnen die Steuerkolben. Von *B* aus gelangt das Druckwasser mittels einer Röhre, die in *F* durch eine Stopfbüchse eingedichtet ist, in den Raum *A*, um den Blechschlußring *H* anzudrücken, von *D* aus auf kürzestem Wege in den größeren Stiefel, also hinter den Schlitten *F* (Fig. 1326). Zunächst wird hiernach das Schelleisen *E* nur mit dem Unterschiede der auf *G* und *F* unmittelbar wirkenden Drücke vorgeschoben. Läßt man dann das Wasser aus *A* frei abfließen, so wird *E* mit dem vollen Druck, welcher dem Durchmesser von *C* entspricht, angedrückt. Allerdings ist hiervon der Gegendruck der beiden Rückzugskolben *J* und *K*, welche stets unter Druck gehalten werden, abzuziehen.

Man bemerkt nun im Grundriß (Fig. 1327), daß an dem Schlitten *F* ein Arm *N* angebracht ist. Dieser stößt beim Rückgange von *F* gegen eine der am Hebel *UP* ausgebildeten Stufen und wird dadurch in Ruhe versetzt. Den Rückzug von *G* begrenzt der in *F* befindliche Boden.

Die vorliegende Figur ist auch aus dem Grunde hier angeführt, um darauf hinzuweisen, daß die Schlitten — angesichts des Umstandes, daß die Mitte des Widerstandes von der Mitte des Wasserdrucks beträchtlich abweicht — einer sehr kräftigen Führung bedürfen. Hier hat man, wie Fig. 1327 zeigt, zunächst den Schlitten *F* durch sehr starke Leisten geführt und dann (nach Fig. 1326) den Schlitten *G* an *F*.

Bei dem Nieten von trommelförmigen Gestalten, insbesondere Dampfkesseln, wird das Werkstück über den Arm der Nietmaschine geschoben, welcher den Gegenhalter enthält, weil dieser geringere Abmessungen hat als die eigentliche Maschine. Man pflegt zu diesem Zweck ersteren Arm auch dann aus Stahl anzufertigen, wenn der die eigentliche Maschine tragende Arm aus Gußeisen besteht, so daß das nötige Hinüberschieben des Werk-

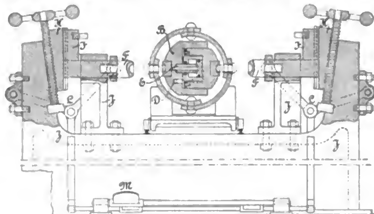


Fig. 1328.

stücks auch bei kleineren Weiten des letzteren möglich ist. Ferner war früher allgemein gebräuchlich, das mit einem Kopf versehene Niet von hier aus einzuschieben; bei mit Blechschlußvorrichtung versehenen Maschinen ist dieses Verfahren anscheinend nicht zu vermeiden. Man muß dann einen Jungen in den engen Raum, welchen Werkstück und Gegenhalterarm übrig lassen, schicken, damit er die glühenden Nieten von innen nach außen einsteckt. Enge, röhrenartige Gebilde, z. B. eiserne Schiffsmasten und Raaen, lassen sich auf diesem Wege mittels einer gewöhnlichen Maschine nicht nieten. Geo. H. Pegram hat hierfür eine Lösung gefunden,[1]) welche in erster Linie darauf beruht, daß die Niete von außen eingeschoben werden, ferner aber auf der Anordnung, daß je zwei einander gegenüberliegende Niete gleichzeitig mit Schließköpfen versehen werden.

Fig. 1328 ist ein lotrechter Schnitt, Fig. 1329 ein in kleinerem Maßstabe gezeichneter Grundriß der Maschine. Das geheftete Werkstück liegt auf einem Wagen, der auf Schienen verschoben werden kann. Links und rechts von ihm befinden sich Gegenhalter *F*. Sie können durch Kniehebel so weit zurückgezogen werden, daß das Einschieben der Niete bequem stattfinden kann. Dann schiebt man sie durch einen Tritt auf den Schemel

[1]) The Iron Age, Sept. 1891, S. 452, mit Abb. Z. 1892, S. 1036, mit Abb.

M, der durch Gestänge auf die Knotenpunkte *L* der Kniehebel einwirkt, rasch gegen das Werkstück, und sichert ihre Lage durch Hinabsenken der Klötze *J*. Die Keile *H* werden durch Schrauben so eingestellt, daß die Lage von *F* die für die Nieten richtige ist, sobald die Klötze *J* zwischen den Stangen von *F* und den Keilen *H* liegen. Innerhalb des Werkstücks, an einem liegenden Arm *A* frei schwebend, ist der Kopf *B* angebracht. Er enthält an seiner linken Seite (in bezug auf die Abbildungen) ein mit ihm fest verbundenes Schelleisen, an der entgegengesetzten Seite eine Nonne für den Mönch, welcher das zweite Schelleisen enthält. Hinter diesen Mönch führt die Bohrung *D* das Druckwasser. Er umgreift mit einem in ihm befestigten Stiefel einen an *B* festen Kolben, hinter den durch *E* Druckwasser tritt, um den Rückzug des Mönchs zu bewirken.

Es läßt sich nun leicht übersehen, daß die vorliegende Maschine die gleichzeitige Bearbeitung zweier einander gegenüberliegender Niete nicht bedingt; wechselt man den einen Gegenhalter und das zugehörige Schelleisen gegen Einsätze aus, die geeignet sind, sich gegen das Werkstück zu stützen, so ist das zweite Schelleisen nebst zugehörigem Gegenhalter ebenso arbeitsfähig wie in dem weiter oben beschriebenen Falle.

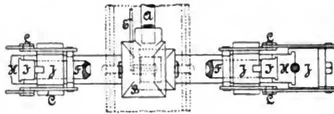


Fig. 1329.

Man kann ebenso auch bei anderen Nietmaschinen, denen die Blechschlußvorrichtung fehlt, den Nietbolzen von außen einstecken, was denn auch oft geschieht.

Victor Schönbach[1]) hat eine Anordnung getroffen, vermöge welcher auch mit Blechschluß arbeitende Maschinen das Einstecken der Niete von außen gestatten, er löst damit gleichzeitig die Aufgabe der Stiftnietung in vortrefflicher Weise und seine Maschine gestattet endlich, den Weg bis zum Angriff der Werkzeuge mit kleinerer Kolbenfläche durchschreiten zu lassen.

Die Fig. 1330 und 1331 stellen das Wesen der Schönbachschen Nietmaschine dar. Ihr Gestell ist bügelförmig und aus einem Stück aus Stahl gegossen; Fig. 1330 enthält nur die beiden Enden *A* und A_1 des Bügels. Auf *A* ist der gußeiserne Körper *E* gehörig befestigt. Es ist in ihn der aus Phosphorbronze hergestellte Körper *f* geschraubt, welcher die Stiefel und die in diesen steckenden Kolbenschieber *h* und *i* enthält. Der Schlitten *b*, welcher das Schelleisen *s* enthält und mit dem Kolben *a* verschraubt ist, wird im Schlitten *c* geführt, letzterer aber an *E* und an mit diesem verschraubte kräftige Leisten. An *c* sitzt der Blechschlußring *g* und der Kolben *H*. *b* kann sich gegenüber *c* nur um den Betrag *z* verschieben, den Spielraum, den eine an *c* feste Platte *p* in einer Ausklinkung von *b* freiläßt.

Auf seiner rechten Seite (in bezug auf die Abbildungen) wirkt auf *H* stets der gleiche Wasserdruck; er zieht den Schlitten *c* und mit ihm den Schlitten *b* zurück. Linksseitig wird zuerst *H* durch die Steuerung *i* mit der Druckwasserleitung in Verbindung gesetzt. Die Räume hinter dem

[1]) D.R.P. No. 46948 u. 63454. Z. 1893, S. 390, mit Abb.

Kolben *a* stehen mit der Abflußleitung in freier Verbindung. Es schiebt dann *H* beide Schlitten *b* und *c* gegen das Werkstück, wobei *b* gegen *c* um den Betrag *z* zurückbleibt, so daß zunächst der Ring *g* auf das Blech drückt und die Fuge schließt. Nunmehr läßt man unter Vermittlung des

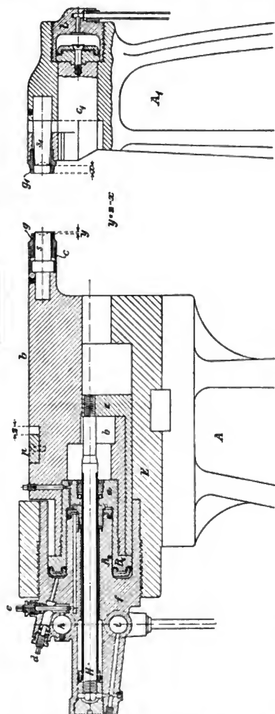


Fig. 1330.

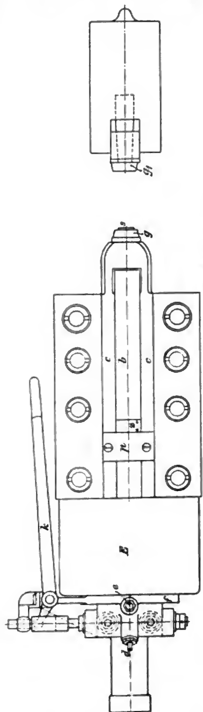


Fig. 1331.

Steuerkolbens *h* auch Druckwasser hinter den Kolben *a* treten, so daß dieser sich selbsttätig vorwärts bewegt und die Kopfbildung vollzieht. Die Steuerkolben werden durch den gemeinsamen Handhebel *k* (Fig. 1331) so betätigt, daß sie die beschriebene Folge des Wassereintritts ohne weiteres herbeiführen.

Die wirksame Fläche des Kolbens a besteht aus zwei Ringflächen B_1 und B_2 (Fig. 1331). Schließt man das Ventil d, während das Ventil e offen ist, so tritt nur hinter die innere Ringfläche B_2, schließt man e bei offenem d, so tritt nur hinter die äußere Ringfläche B_1, und öffnet man beide Ventile, so tritt hinter beide Ringflächen das Druckwasser. Es wird sonach eine weitgehende Regelbarkeit der Druckgröße und des Wasserverbrauchs geboten.

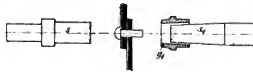


Fig. 1332.

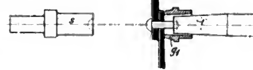


Fig. 1333.

Das Verarbeiten von außen eingesteckter Nieten und der Stifte vermittelt eine Einrichtung, welche auf dem Ende des rechtsseitigen Armes A_1 ausgebildet ist. In den Kopf von A_1 ist ein Stiefel l geschraubt, in dem der Kolben der dicken, gut geführten Stange c_1 spielt. Der Hohlraum von l steht mit einem besonderen kleinen Druckwasserspeicher in freier Verbindung, wenn von der vorliegenden Einrichtung Gebrauch gemacht werden soll. Mit c_1 ist der Blechschlußring g_1 fest verbunden, während der Stempel s_1 fest in A_1 steckt.

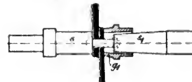


Fig. 1334.

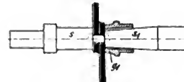


Fig. 1335.

Will man die Maschine so benutzen, daß mit Kopf versehene Niete in bezug auf die Abbildungen von rechts nach links eingeschoben werden, so sperrt man den Hohlraum von l von der Druckwasserleitung ab und schiebt g_1 nach rechts zurück oder beseitigt g_1. Es dient dann s_1 als gewöhnlicher Gegenhalter.

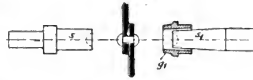
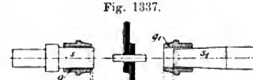


Fig. 1336.

Fig. 1337.



Sollen die Niete von links nach rechts eingesteckt werden, so entfernt man g und verwendet die Arbeitsfolge, welche die Fig. 1332 bis 1336 darstellen. Fig. 1332 stellt den Zeitpunkt dar, in welchem das Niet eingeschoben ist. Nach Fig. 1333 ist das Werkstück gegen den Ring g_1 gelehnt, nach Fig. 1334 kommt der Stempel s zum Angriff. Er drängt den Nietkopf und mit ihm das Blech fest gegen g_1, wodurch zunächst der Blechschluß herbeigeführt wird. Dann aber wird auch g_1 zurückgedrängt und der Schließkopf an s_1 gebildet

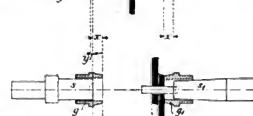


Fig. 1338.

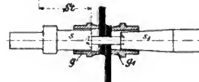


Fig. 1339.

(Fig. 1335). Beim Rückzug von s bewegt sich auch g_1 in seine frühere Lage zurück (Fig. 1336) und das Werkstück kann weitergerückt oder fortgenommen werden.

Bei der Stiftnietung werden beide Blechschlußvorrichtungen benutzt, und zwar so, wie die Arbeitsfolge (Fig. 1337 bis 1341) erkennen läßt. Fig. 1337 zeigt die Anfangslage; der Stift ist in das Nietloch gesteckt, der vordere Rand von g_1 überragt s_1 um x, d. h. so viel, daß — wenn das Werkstück gegen g_1 gedrückt wird — genau eine solche Länge des Stiftes Platz findet, wie zur Bildung des rechtsseitigen Kopfes genügt. Es wird der Blechschlußring um den Betrag z (Fig. 1338 und 1339) vorgeschoben. Es ist z so bemessen — indem man nach Umständen die auswechselbare Platte p breiter oder weniger breit wählt —, daß $z = y + x$, d. i. gleich der soeben genannten Länge x und dem Spielraum y ist (Fig. 1338). Nunmehr wird der Schlitten b und Stempel s mitgenommen und das Werkstück zwischen die beiden Blechschlußringe g und g_1 gepreßt (Fig. 1339). Der Stift erfährt hierbei nötigenfalls eine Verschiebung im Loch des Werkstücks, und links wie rechts befindet sich — wenn die Länge des Stiftes richtig ist — das zur Bildung je eines Kopfes erforderliche Eisen. Läßt man nun Druckwasser hinter den Kolben a treten, so wird, da der auf H entfallende Druck größer ist als der auf c_1 (Fig. 1330) lastende, zunächst am Stempel s_1 die Kopfbildung vollzogen und hierauf am Stempel s (Fig. 1339). s und g ziehen sich hierauf zurück und g_1 nimmt seine Anfangslage wieder ein (Fig. 1341).

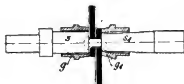


Fig. 1340.

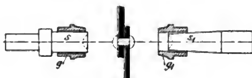


Fig. 1341.

Es ist demnach die Schönbachsche Nietmaschine imstande, beiderseits tadellose Köpfe auch bei Stiftnietung zu liefern.

2. Nietmaschinen, welche mittels Hämmer wirken.

Diese Maschinen haben für solche Fälle Bedeutung, in denen es unmöglich ist, den Gegenhalter oder Stützungsstempel mit dem beweglichen Stempel, Kopfsetzer oder Schelleisen bügelartig oder sonstwie fest genug zu verbinden, um die wirkenden Kräfte aufzunehmen. Es dient — wie bei den Hämmern — die lebendige Kraft zum Hervorbringen des wirksamen Druckes und anderseits die Massenträgheit des schweren Gegenhalters zum Stützen des Nietbolzens. Solche Nietmaschinen werden durch Preßluft[1]) (vgl. S. 636) oder durch Elektrizität[2]) betrieben.

3. Nietmaschinen, bei denen das Schelleisen durch eine Kurbel oder eine Schraube betätigt wird.

Sie unterscheiden sich von den vorigen dadurch, daß der Gegenhalter mit dem das Schelleisen betätigenden Mittel (Kurbelwelle oder Schraube) durch einen Bügel steif verbunden ist und das Schelleisen ruhig drückend

[1]) Allen, Dingl. polyt. Journ. 1878, Bd. 230, S. 101, mit Abb.; 1879, Bd. 231, S. 306, mit Abb. Z. f. W., Nov. 1899, S. 84, mit Abb.

[2]) Rowan, Dingl. polyt. Journ. 1884, Bd. 252, S. 260; The Engineer, Juni 1887, S. 446, mit Abb. Dingl. polyt. Journ. 1888, Bd. 267, Bd. 582, mit Abb.

die Bildung des Schließkopfes vollzieht. Ihr Anwendungsbereich ist womöglich noch kleiner, als das der hammerartig wirkenden Maschinen.

Die Kurbel muß eine gewisse Wegeslänge für das Schelleisen erzwingen. Geringe Ungenauigkeiten in der Dicke der Werkstücke, Länge der Nieten usw. führen demnach zu unvollkommenen Köpfen oder zu übermäßigen Drücken, welche den Bestand der Maschine gefährden können. Deshalb sind hier nur wenige Quellen für solche Maschinen gegeben.[1])

Das gleiche gilt von dem Kniehebel, einer Abart der Kurbel, wenn er nicht durch Menschenhand oder z. B. durch Dampf- oder Luftdruck (s. weiter unten) betätigt wird.

Das Vorwärtsschreiten der Schraube kann selbsttätig durch den zu groß werdenden Widerstand unterbrochen werden, so daß es eher möglich ist, mit ihr brauchbare Nietmaschinen zu bauen. Die Erfahrung hat jedoch gelehrt, daß die Betätigung des Schelleisens durch eine Schraube die Maschine sehr unbeholfen macht. Man findet kaum einmal derartiges.[2]) Wohl wegen — unberechtigter — Vorliebe für die Schraube findet man sie zuweilen zum Betriebe eines Pumpenkolbens angewendet, welcher der eigentlichen Nietmaschine Druckwasser zu liefern hat.[3])

4. Nietmaschinen mit Dampf- oder Druckluftantrieb.

So viel mir bekannt, wurden die ersten Nietmaschinen durch Dampfdruck betrieben. Schneider & Co. in Creuzot[4]) schalteten schon einen Kniehebel zwischen den Dampfkolben und den beweglichen Nietstempel, um mit kleinerem Durchmesser des Dampfkolbens auszukommen.

Man findet Dampfdrucknietmaschinen jetzt nur noch selten. Dagegen ist der Antrieb durch Druckluft, und zwar für tragbare Nietmaschinen beliebt geworden. Es finden sich in manchen Fabriken hierher gehöriger Art Druckluftleitungen für den Betrieb von Hebezeugen und dergleichen. Die Druckluftnietmaschine läßt sich demnach leicht anschließen. Ferner läßt sich die gebrauchte Druckluft überall in den Raum entlassen, während bei Wasserdrucknietmaschinen auf den Abfluß oder sonstige Beseitigung des gebrauchten Wassers Bedacht zu nehmen ist. Endlich pflegt man der Druckluft nur etwa 4 oder 5, höchstens 6 Atmosphären Überdruck zu geben, so daß der bewegliche Teil der Leitung aus Gummischläuchen bestehen kann. Das sind Annehmlichkeiten, welche über manche Mängel des Druckluftbetriebes hinwegsehen lassen.

Zu diesen Mängeln gehört der geringe Überdruck der Luft. Es würden unbequem große Kolben nötig sein, wenn man diese auf geradem Wege mit dem Schelleisen verbinden wollte. Man schaltet deshalb Hebel, insbesondere Kniehebel ein.

Fig. 1342 ist die Seitenansicht der von Allen angegebenen Maschine.[5])

---

[1]) Bergfeld, D.R.P. No. 24190; Dingl. polyt. Journ. 1884, Bd. 252, S. 141, mit Abb. Spühl, Revue industrielle, Juni 1890, S. 249, mit Abb. Toledo Machine & Tool Comp. The Iron Age, Aug. 1892, S. 333, mit Schaubild. Prášil, D.R.P. No. 33070; Z. 1886, S. 18, mit Abb.

[2]) Dingl. polyt. Journ. 1880, Bd. 237, S. 186; 1887, Bd. 265, S. 497, mit Abb. Kodolitsch, Z. 1898, S. 884; 1901, S. 631, mit Abb.

[3]) Dingl. polyt. Journ. 1887, Bd. 265, S. 498, mit Abb. Prakt. Masch.-Konstr., 15. Jan. 1895, mit Abb. Z. 1887, S. 30, mit Abb.

[4]) Dingl. polyt. Journ. 1845, Bd. 95, S. 3, mit Abb.

[5]) The Engineer, Jan. 1887, S. 35, mit Abb. Dingl. polyt. Journ. 1887, Bd. 266, S. 259, mit Abb.

A bezeichnet den aus Stahl gegossenen Bügel, der an einer Seite den Gegenhalter *a*, an der gegenüberliegenden Seite das Schelleisen *b* enthält. Letzteres steckt in einem Bolzen, der in einer Bohrung des Bügels gut ge-

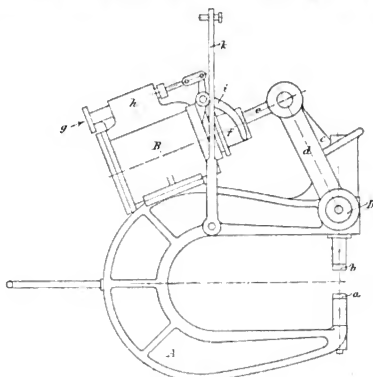


Fig. 1342.

führt wird. Auf dem Rücken des Bügels *A* reitet der Stiefel *B*. Durch die Röhre *g* wird die Luft eingeführt; in dem Schieberkasten *h* befindet

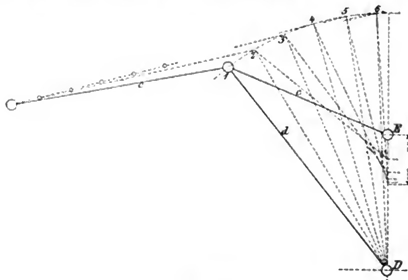


Fig. 1343.

sich ein gewöhnlicher Muschelschieber, welcher durch die rechts vom Schieberkasten sichtbare Schieberstange von dem Handhebel *i* aus betätigt wird. Weil der Rückgang des Schelleisens nebst Zubehör nur wenig Kraft

erfordert, so ist die Kolbenstange *f* sehr dick; sie ist hohl und bietet demnach Raum genug für die nur wenig schwingende Lenkstange *e*. Diese greift an die Enden zweier Zugstangen *d*, welche um an *A* ausgebildete kurze Zapfen *D* schwingen können. Der *e* und *d* verbindende Bolzen steckt auch in der Stange *c*, welche mit ihrem zweiten Ende dem Bolzen angeschlossen ist, der das Schelleisen *b* trägt. *k* ist ein Bügel, mittels dessen die Maschine an einen Kran gehängt wird.

Die kniehebelartige Wirkung erkennt man aus Fig. 1343. Es bezeichnet hier wie vorhin *e* die Lenkstange, *d* das außen liegende Lenkerpaar, welches um die festen Zapfen *D* schwingt, und *c* die Stange, welche bei *E* an den mit dem Schelleisen versehenen Bolzen oder Schlitten greift. Befindet sich *E* in höchster Lage, so ist der auf *E* in seiner Verschiebungsrichtung fallende Druck kleiner als der auf den Kolben wirkende Luftdruck, dagegen ist der Weg, den *E* bei beginnender Kolbenbewegung zurücklegt, größer als der Kolbenweg. Das ändert sich von der Lage *3* des Knotenpunktes ab. Es werden die auf *E* entfallenden Drücke größer, die zugehörigen Wege kleiner. In der Lage *6* des Knotenpunktes ist die Vervielfältigung des Kolbendrucks eine sehr große. Weiter wie bis etwa in die Lage *6* darf man den Knotenpunkt nicht bewegen lassen, weil die Widerstandsfähigkeit der Maschine in Frage gestellt werden, übrigens auch der Knotenpunkt über den Totpunkt hinwegschlüpfen könnte.

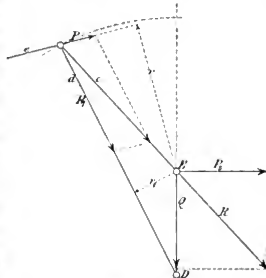


Fig. 1344.

Die vorliegende Übersetzung des Kolbendrucks auf das Schelleisen entspricht den Anforderungen. Zunächst ist das Schelleisen dem Niet zu nähern. Die Widerstände sind klein; es wird aber gewünscht, daß das Nähern rasch stattfindet. Nach dem Angriff steigert sich der Widerstand und nahe vor Vollendung des Schließkopfes ist er am größten.

Es stellen sich jedoch bei dem Entwurfe der Maschine manche Schwierigkeiten ein. Wegen der großen Drücke, bzw. Zugkräfte, welche auf den Knotenpunkt des Kniehebels wirken, ist es nicht leicht, diesem die erforderlichen Abmessungen zu geben. Auch die Verbindungen des bolzenartigen Schlittens mit *c* und die Führung des Schlittens will sorgfältig durchgearbeitet werden.

Die auf das Hebelwerk und das Schelleisen wirkenden Kräfte gewinnt man am besten auf zeichnerischem Wege. Geht man von einem bestimmten Kolbendruck *P* aus, so kann man (nach Fig. 1344) diesen in geeignetem Maßstabe auf der Verlängerung von *e* abtragen und gewinnt, durch Ziehen einer Parallele zu *d* auf *c*, den Abschnitt, welcher den in Richtung *c* fallenden Druck *R* ausdrückt, ferner durch eine Parallele zu *e* die (Zug-) Kraft P_1 in der Richtung von *d*. Die erste Parallele schneidet *c* in einem ziemlich spitzen Winkel, woraus Ungenauigkeiten entstehen können. Man

kann, um diese zu vermeiden, von der Anschauung ausgehen, daß P die Stange c um E mit dem Hebelarm r rechts zu drehen sucht, die Kraft P_1 an dem Hebelarm r_1 aber sich dem widersetzt, so daß entsteht:

$$P_1 \cdot r_1 = P \cdot r,$$

oder

$$P_1 = P \cdot \frac{r}{r_1}$$

r und r_1 lassen sich messen, dann trägt man P_1 auf und gewinnt zeichnerisch die Kraft R genauer.

Die Kraft R wirkt in der Richtung c auf E; der Zweig Q dieser Kraft wird — nach Abzug der Reibungswiderstände — auf das Schelleisen über-

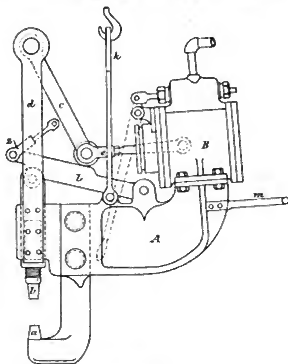


Fig. 1345.

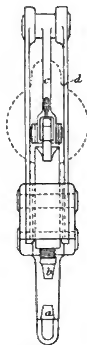


Fig. 1346.

tragen, der Zweig P_2 muß von der Führung des bolzenartigen Schlittens aufgenommen werden.

Geht man von dem Widerstande aus, welcher sich dem Schelleisen entgegensetzt, so schlägt man den umgekehrten Weg ein, um die in E, D und den Stangen d, c, e auftretenden Kräfte zu finden.

Albree[1]) verwendet eine etwas andere Hebelanordnung zur Übersetzung des Luftdruckes auf das Schelleisen. Fig. 1345 und 1346 stellen eine seiner Ausführungsformen in zwei Ansichten dar. A bezeichnet einen Stahlgußkörper, welcher einerseits den Stiefel B, das Hebelwerk und die Führung für den Schelleisenschlitten enthält, anderseits mit dem aus geschmiedetem Stahl bestehenden Bügel vernietet ist, in dem der Gegenhalter a steckt. Der in B spielende Kolben ist, wie vorhin mit einer dicken, hohlen Kolbenstange versehen, mit der ein Bolzen die Lenkstange e

[1]) D.R.P. No. 89503; Z. 1897, S. 119, mit Abb. Engineering Record, 18. Juli, 1896, mit Abb.

verbindet. *e* ist mit der Stange *c* verbolzt, deren Drehzapfen in den oberen Enden der an *A* festen Schienen *d* steckt. Der bolzenartige Schlitten des Schelleisens *b* ist einem Hebel *l* angelenkt. Diesen drückt eine im Knotenpunkt von *e* und *c* angebrachte Rolle nieder, während eine federnd nachgiebige Zugstange *z*, die *l* mit *c* verbindet, das Zurückschieben des Schelleisens vermittelt. Die Maschine hängt an dem Bügel *k*; eine Handhabe *m* wird benutzt, um die Maschine dem Werkstück gegenüber in die richtige Lage zu bringen.

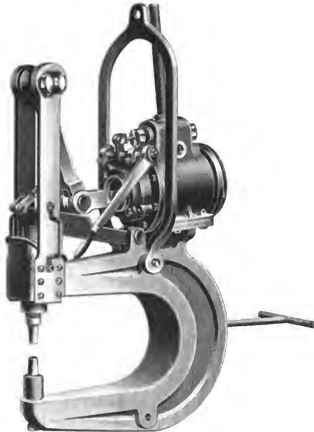


Fig. 1347.

Die vorliegende Maschine ist im besonderen zum Nieten von Gitterwerk bestimmt, weshalb man ihr eine kleine Ausladung gegeben hat, die kleine Abmessungen für den Bügel gestattet, welcher den Gegenhalter trägt.

Eine andere Albreesche Maschine zeigt das Schaubild 1347. Der Bügel dieser Maschine hat 660 mm Ausladung. Im übrigen gleicht ihre Anordnung der soeben beschriebenen in dem Grade, daß eine Erläuterung des Bildes entbehrt werden kann.

Es ist auch vorgeschlagen, die Stange des Kolbens, welcher durch Luftdruck betätigt wird, als Mönchskolben zu verwenden, welcher Druckwasser gegen den mit dem Schelleisen behafteten Kolben treibt.[1])

Andere hierher gehörende Maschinen sind in den unten verzeichneten Quellen beschrieben.[2])

5. Nietmaschinen mit Druckwasserbetrieb.

Es sind (S. 701) schon Nietmaschinen angegeben, bei welchen unter hohen Druck gebrachtes Wasser eine vermittelnde Rolle spielt. Hier sollen nur solche Nietmaschinen beschrieben werden, bei denen das Druckwasser einem Speicher (S. 669) entnommen wird. Die hierzu gehörigen Kolbeneinrichtungen sind schon S. 692 und f. erledigt. An dieser Stelle kommen sie nur insoweit in Frage, als sie zur Erläuterung der ganzen Maschine beitragen.

Der Bau der Maschine wird verschieden, je nachdem sie feststehende oder bewegliche sind.

[1]) Dingl. polyt. Journ. 1898, Bd. 309, S. 185, mit Abb.
[2]) Dingl. polyt. Journ. 1880, Bd. 238, S. 125; 1887, Bd. 265, S. 543; Bd. 266, S. 282; 1889, Bd. 271, S. 438, sämtl. mit Abb.

a) Feststehende Nietmaschinen.

Fig. 1348 und 1349 stellen eine große Nietmaschine dar, welche von F. W. Breuer, Schumacher & Co. gebaut wird.[1]) Die Ausladung oder Maultiefe dieser Maschine beträgt 3250 mm; sie ist bestimmt, Niete zu bearbeiten, welche bis zu 38 mm Dicke haben. Das bügelartige Gestell *A* der Maschine ist aus Stahl in einem Stück gegossen; zwei breite Lappen desselben stützen sich (vgl. Fig. 1349) auf das Grundmauerwerk. Auf dem

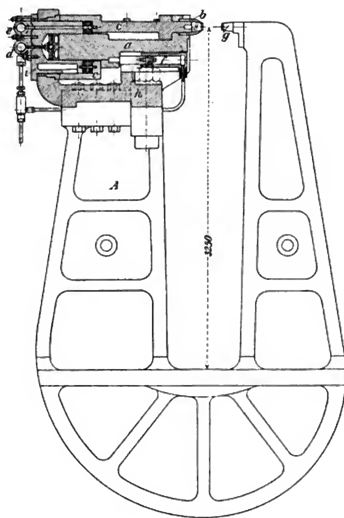


Fig. 1348.

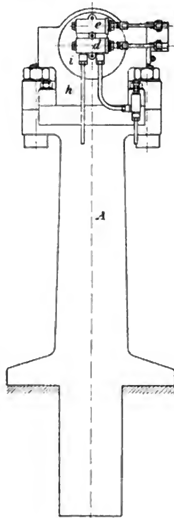


Fig. 1349.

einen Schenkel des Gestelles ist der gußeiserne Körper *h* mittels Einklinkung und starker Schrauben unwandelbar befestigt. In *h* steckt der Körper *i*; er legt sich (vgl. Fig. 1348) einerseits mit einem starken Bunde gegen *h* und wird in entgegengesetzter Richtung durch eine Mutter gehalten, welche außen stufenförmigen Längenschnitt hat. *i* ist Nonne für den mit dem Schlitten *a* verbundenen, inneren Kolben, aber auch Mönch für den am Schlitten *c* ausgebildeten Stiefel. Es verhält sich die volle innere Kolbenfläche zur ringförmigen wie 1 : 2; erstere soll in erster Linie zur Betätigung

[1]) D.R.P. No. 81403.

des Blechschlußringes *b*, letztere zum Verschieben des Schelleisens *s* dienen. Ein kleiner Kolben, der in dem festen Stiefel *f* spielt, und stets unter Druck steht, zieht beide erstere Kolben zurück, sobald das hinter ihnen befindliche Wasser abfließen kann. Der Gegenhalter *g* ist am zweiten Arm des Bügels *A* befestigt.

Um an Druckwasser zu sparen, kann der Rückweg des Schlittens *c* durch einen einstellbaren Anschlag begrenzt werden (vgl. S. 668 u. 695); die Zeichnung läßt diesen Anschlag nicht sehen. Ferner findet der Weg beider Werkzeuge so lange durch die kleinere, innere Kolbenfläche statt, bis der Blechschlußring auf das Werkstück trifft. Es kann sich nämlich der Schlitten *a* nur so weit gegenüber dem Schlitten *c* verschieben, daß zwischen dem Rande von *b* und dem Schelleisenende die für die Nietkopfbildung erforderliche Schaftlänge Platz findet. Nachdem dieser Weg zurückgelegt ist, muß der Schlitten *c* dem Schlitten *a* folgen; hinter die zu *c* gehörige Kolbenfläche tritt dann Wasser der Abflußleitung.

Handelt es sich um nur feste Nietverbindungen, so kann man schwächere Niete auch mit der kleinen Kolbenfläche des Schlittens *a* allein bearbeiten, indem man das gewöhnliche Schelleisen *s* entfernt und an Stelle des Blechschlußringes ein Schelleisen an *a* befestigt.

Die Steuerung wird durch zwei Steuerkolben bewirkt, die in den Gehäusen *d* und *e* je durch einen besonderen Handhebel verschoben werden.

Es werden die beiden Schlitten *a* und *c* durch seitliche Leisten *h* gut geführt.

Zum Zweck der Stiftnietung wird der Gegenhalter *g* durch eine Vorrichtung ersetzt, die mit der S. 700 beschriebenen verwandt ist.

Die Textfiguren 1350 und 1351, sowie die Fig. 1352 bis 1360, Taf. L, stellen eine von der Maschinenbau-A.-G. vorm. Breitfeld, Daněk & Co. gebaute große Nietmaschine dar.[1]) Fig. 1350 und 1351 sind Gesamtansichten der Maschine. Die Maultiefe beträgt 3250 mm und die größte zulässige Nietdicke 32 mm. Der Speicherdruck beträgt 100 Atmosphären, und es entfallen 55 t Druck auf die Kopfbildung, 18 t auf den Blechschluß. Der Bügel ist im ganzen aus Stahl gegossen; er wird von den beiden U-Eisen *a* getragen. An dem linksseitigen Schenkel *A* dieses Bügels befindet sich die Einrichtung, welche zum Teil bereits durch die rechte Seite der Fig. 1330, S. 698, dargestellt und bei dieser Gelegenheit beschrieben wurde. Auf dem zweiten Arm *A* ist der steuerbare Teil der Maschine befestigt, den die Fig. 1352 bis 1359 in den Einzelheiten darstellen. Vor der Maschine, in bezug auf Fig. 1351, befinden sich die Steuerungen für den Kran, an welchem das Werkstück hängt. Man hat sie hier angebracht, da sie gleichzeitig mit der Maschine und den jeweiligen Bedürfnissen der letzteren entsprechend bedient werden muß.

Von der Druckwasserleitung *b* aus versorgt die Röhre *c* den an dem linksseitigen Arm *A* angebrachten Kolben, *d* führt zur Steuerung der Maschine, *e* leitet von *c* aus Wasser hinter den Rückzugskolben, *f* führt Wasser zu der Kransteuerung, *g* leitet das von der Maschine gebrauchte Wasser ab und *h* das gesamte gebrauchte Wasser.

Fig. 1355 ist ein in größerem Maßstabe ausgeführter Schnitt der treibenden Teile. Insbesondere ist *B* ein auf dem Bügelarm *A* befestigter

[1]) D.R.P. No. 46948 u. 63454.

Gußeisenkörper. Mit ihm ist der aus Bronze gefertigte Körper *C* verschraubt, in welchem die Nonne für eine größere und der Mönch für eine kleinere ringförmige Kolbenfläche ausgebildet sind. Der Blechschlußring ist mittels der Stangen *D* und *E* dem Kolben *F* angeschlossen, dessen kleinere Fläche das Zurückziehen der Werkzeuge vermittelt, während die volle Endfläche zunächst beide Werkzeuge bis zum Angriff des Blechschlußringes vorschiebt und dann den Blechschluß übernimmt. Erstere Fläche steht immer unter Druck (Röhre *e*, Fig. 1350), während das auf letztere wirkende Wasser

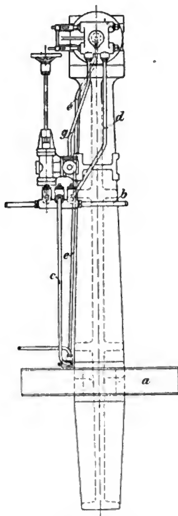


Fig. 1350.

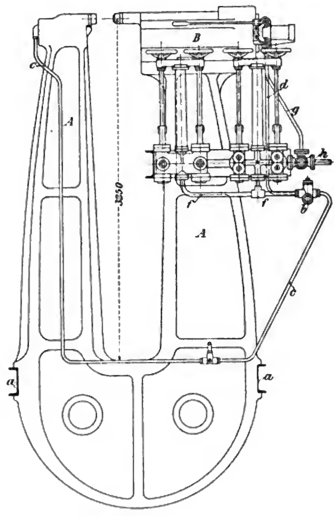


Fig. 1351.

durch einen bei *i* befindlichen Steuerkolben wechselnd zugelassen bzw. nach seiner Wirkung abgelassen wird. Der Schlitten *G* enthält an seinem einen Ende das Schelleisen *S*, an dem anderen zwei ringförmige Kolbenflächen, von denen entweder die kleinere innere, oder die größere äußere, oder beide gemeinsam zum Betätigen des Schelleisens benutzt werden. Es legt sich der Schlitten *G* nach der Querschnittfigur 1353 mit zwei vorspringenden Leisten auf Gleitflächen des Körpers *B* und wird durch sehr kräftige, an *B* befestigte Leisten *J* am Ausweichen nach oben gehindert; Zwischenlagstücke dienen zum Ausgleichen der Abnutzung. Unter *S* (Fig. 1352

und 1353) sitzt eine Schraube *H*, welche die gegensätzliche Verschiebung von Schelleisen und Blechschlußring begrenzt.

Ich wende mich nun zunächst zu der Steuerung, die in einem besondern an *C* (Fig. 1352) befestigten, auch den Stiefel des Kolbens *F* enthaltenden Körper *L* ausgebildet ist. Während Fig. 1352 einen lotrechten Schnitt von *L* und *C* wiedergibt, ist Fig. 1354 ein wagerechter Schnitt dieser beiden Teile und Fig. 1355 stellt einen Querschnitt von *C* dar. Zum Verständnis gehören noch die Fig. 1356 bis 1359, Taf. L. Die Fig. 1356 zeigt einen quer zur Kolbenachse gelegten Schnitt durch die Steuerkolben. Fig. 1357 ist eine Seitenansicht und Fig. 1358 und 1359 stellen insbesondere die Steuerkolben dar.

Das Druckwasser tritt durch die Röhre *d* ein und fließt durch *g* ab. Bei der in Fig. 1356 gezeichneten Stellung der Steuerkolben ist der Abfluß freigelegt, der Zufluß des Druckwassers aber gesperrt. Es werden die Steuerkolben *k* und *i* durch die auf gemeinsamer Welle festsitzenden Hebel *l* und *m* verschoben. Bewegt man diese Hebel aus ihrer gegenwärtigen Lage, so verschiebt *l* den Steuerkolben *i* sofort nach rechts, während *m* den Kolben *k* noch in Ruhe läßt. *i* sperrt den Abfluß ab und öffnet den Zufluß. Es gehört, wie Fig. 1352 erkennen läßt, *i* zur vollen Druckfläche des Kolbens *F*, so daß nunmehr der Blechschlußring und — von der Schraube *H* geschleppt — auch das Schelleisen sich vorwärts bewegen. Nach dem Angriff des ersteren werden die Hebel *l* und *m* weiter bewegt. Die zweite Verschiebung von *i* läßt den Abfluß geschlossen und den Zufluß von *F* offen; letzterer bleibt also unter Druck. Durch die gleichzeitig stattfindende Verschiebung von *k* wird aber der Abfluß von den mit *G* verbundenen Kolben freigelegt und dem Druckwasser der Eintritt gewährt. Das Druckwasser gelangt durch eine Bohrung *n* (Fig. 1352), die mit dem Raum in freier Verbindung steht, in welchem der dünnere Teil des Kolbens *k* sich befindet, in die Bohrung *o* (Fig. 1355) und weiter — je nachdem die Ventile *p* und *q* eingestellt sind — entweder zur kleineren oder zur größeren Kolbenfläche des Schelleisens oder zu beiden. Nach dem Rückzug beider Steuerkolben fließt das Wasser auf demselben Wege zu *k* zurück (und das von *F* zu *i*) und verläßt durch *g* die Maschine. Wenn das Ventil *p* geschlossen ist, so muß das Ventil *t* (Fig. 1353) offen sein, damit durch dieses von der Abflußleitung Wasser zu- bzw. austreten kann; ebenso muß *r* offen sein, um freie Verbindung mit der Abflußleitung zu gewähren, wenn *q* geschlossen ist. Öffnet man dagegen *p* oder *q*, so muß gleichzeitig *t* bzw. *r* geschlossen werden.

Die Einrichtung, welche am zweiten Arm des Maschinengestells sich befindet, bedarf nach dem, was zu Fig. 1330, S. 698, gesagt worden ist, keiner Erläuterung. Es sei aber auf Fig. 1360 hingewiesen, welche einen Querschnitt der für den hier sich vorfindenden Blechschlußring bestimmten Führung darstellt.

Die feststehenden Nietmaschinen ohne Blechschlußvorrichtung sind einfacher; ich glaube hierfür Beispiele nicht angeben zu sollen, zumal weiter unten bewegliche oder förderbare Nietmaschinen ohne Blechschlußvorrichtung in einiger Zahl vorkommen werden.

Die beiden hier beschriebenen feststehenden Nietmaschinen sind so aufgestellt, daß die Maulöffnung nach oben gerichtet ist. Diese Aufstellungsweise wird allgemein für das Nieten von Kesselmänteln und weiteren

Röhren bevorzugt, enthält aber auch Vorteile für manche andere Nietarbeiten. Das Werkstück wird an einen hoch belegenen Flaschenzug, besser an einen gut steuerbaren Kran mit beweglicher Katze gehängt, so daß man es verhältnismäßig leicht gegenüber den Werkzeugen in die erforderliche Lage bringen kann. Wegen der großen Maultiefe (es kommt bis zu 5 m Maultiefe vor)[1]) muß man die Maschine in einer Grube aufstellen, so daß der sie bedienende, auf ebener Erde stehende Arbeiter die Arbeitsstelle gut beobachten und die Steuerung bequem handhaben kann, oder es ist in geeigneter Höhe zu gleichem Zweck eine Bühne anzubringen.

Für manche Werkstücke ist es bequemer, die Arbeitsrichtung der Werkzeuge lotrecht zu legen.[2])

Es ist auch vorgeschlagen,[3]) die gewöhnliche Nietmaschine mit nach oben gerichteter Maulöffnung mit einer Hilfsausstattung zu versehen, vermöge welcher sie gelegentlich zum Verarbeiten lotrecht gerichteter Niete verwendet werden kann.

Es möge bei dieser Gelegenheit erwähnt werden, daß es zahlreiche Hilfsvorrichtungen gibt, die zum Erreichen bestimmter Zwecke bestimmt sind.

b) Bewegliche oder versetzbare Nietmaschinen.

Sie sind in erster Linie für solche Werkstücke bestimmt, welche, sei es wegen ihres Gewichts oder ihrer Sperrigkeit, nur schwer oder gar nicht in die geeignete Lage gegenüber den Werkzeugen einer feststehenden Nietmaschine gebracht werden können. Es sind die Bauarten dieser Maschine außerordentlich zahlreich; ich gedenke nur eine kleine Auswahl hier anzuführen. Meistens sind diese Maschinen ohne Blechschlußvorrichtung; man findet jedoch auch versetzbare Nietmaschinen mit Blechschlußvorrichtung. Die Fig. 1361 bis 1362 stellen einige solcher Maschinen dar, welche von der Maschinenbau-A.-G. vorm. Breitfeld, Daněk & Co. gebaut werden.

Die erste derselben (Fig. 1361, 1362 und 1363) ist nur in beschränktem Grade beweglich: sie kann mit der in ihr festen Welle *a*, welche feste Lager stützen, in einer lotrechten Ebene schwingen. Ihr einseitiges Gewicht ist durch Gegengewicht ausgeglichen, so daß man ihr mittels der Handhaben *h* die gewünschte Lage geben kann. Am oberen Arm des Bügels befindet sich eine Wasserdruckpresse (für das Schelleisen, den Blechschlußring und den Rückzug), welche von der S. 709 beschriebenen im wesentlichen nur dadurch abweicht, daß die Werkzeuge in der Achse der Kolben liegen. An dem unteren Arm ist ein Gegenhalter mit Blechschlußring, wie S. 697 beschrieben, angebracht, wieder mit dem Unterschiede, daß der betreffende Kolben dieselbe Achse hat wie der Blechschlußring. Das Druckwasser wird durch die Röhre *b* in eine Bohrung der Welle *a* und von hier durch die Röhre *c* zu den Steuerkolben und die Röhre *d* zum Kopf des unteren Bügelarmes geleitet. Die Röhre *e* führt das gebrauchte Wasser ab. Die Maschine ist bestimmt, bis zu 20 mm dicke Niete zu bearbeiten.

---

[1]) The Iron Age, Dez. 1891, S. 967, mit Schaubild.

[2]) Watson & Stillmann, Iron, April 1891, S. 310, mit Schaubild. Prött, Glasers Annalen, Juli 1892, S. 26, mit Schaubild.

[3]) H. Smith, Dingl. polyt. Journ. 1895, Bd. 257, S. 172, mit Abb. Tweddel, Engineering, Aug. 1895, S. 193, mit Schaubild.

Die Maschine, welche Fig. 1364 darstellt, ist zunächst mit ihrem Zapfen *a* in dem Bügel *b* um eine wagerechte, und mit letzteren um eine lotrechte Achse drehbar, so daß ihre Lage sich dem Werkstück weit bequemer anpassen läßt. Der Aufhängepunkt des Bügels *b* ist so gewählt, daß ein Gegengewicht entbehrt werden kann. Das Drehen des Nieters um die lotrechte Achse des Aufhängebolzens findet ohne weiteres mittels der Hand statt; um ihn um die liegende Achse zu drehen, ist ein Wurmrad *r* auf dem Zapfen *a* befestigt und ein mittels Ratsche zu betätigender Wurm *w* am Bügel *b* gelagert. Das Druckwasser wird durch *c* in den Aufhängezapfen, von hier aus durch *d* in den Zapfen *a* geleitet und gelangt von hier

Fig. 1361.

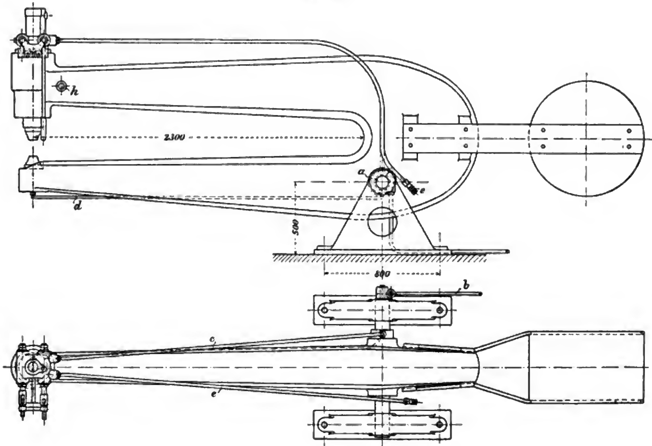


Fig. 1362.

aus durch die Leitung *e* zur Steuerung, durch *f* zum zweiten Blechschlußring. Es sind zwei Handhebel für die Steuerung vorgesehen; der weit nach rechts gelegte kommt in Frage, wenn — wegen Sperrigkeit des Werkstücks — der nahe an der Presse belegene nicht gut erreicht werden kann. Der Nieter ist stark genug, um 33 mm dicke Niete zu bearbeiten.

Fig. 1365 ist zum Teil ein Schnitt durch die Preßeinrichtung einer anders gebauten Maschine. Es sitzt der Blechschlußring *b* an einer Röhre, welche ihn mit dem ringförmigen Kolben *a* verbindet. Das zugehörige Druckwasser fließt durch eine Bohrung der zum Rückzugskolben *c* gehörenden Kolbenstange. Dieselbe Kolbenstange verbindet den großen Kolben *d* mit dem starken Bolzen *e*, an welchem das Schelleisen *s* sitzt.

Der Gegenhalter *g* ist in einen Arm der Röhre *f* gesteckt, welche gewissermaßen das Gestell der eigentlichen Maschine bildet, indem sie dem Blechschlußring und dem Schelleisen die nötige Führung gewährt, *g* mit dem Stiefel *h* verbindet und den Nieter an den Zapfen *i* schließt. Dieser Zapfen steckt drehbar in einer Bohrung des Bügels *k* und kann durch Wurm, Wurmrad und Ratsche gedreht werden. Der Bügel *k* ist außen kreisbogenförmig, hat hier einen T-förmigen Querschnitt und legt sich mit seinen Rändern auf Rollen, die an dem Hänger *l* gelagert sind. Der äußere Rand des Bügels ist verzahnt und im Hänger *l* ist eine Welle mit Zahnrad gelagert. Durch Drehen dieses Zahnrades bzw. des an dessen Welle sitzenden Handrades wird der Bogen des Bügels *k* in *l* verschoben, also der Nieter in der Bildfläche verschieden geneigt. Vermöge des Wirbels, welcher *l* und *m* verbindet, ist endlich die ganze Nietmaschine noch um eine lot-

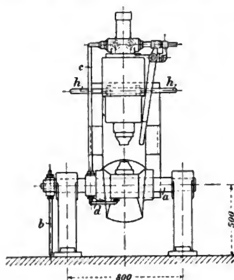


Fig. 1363.

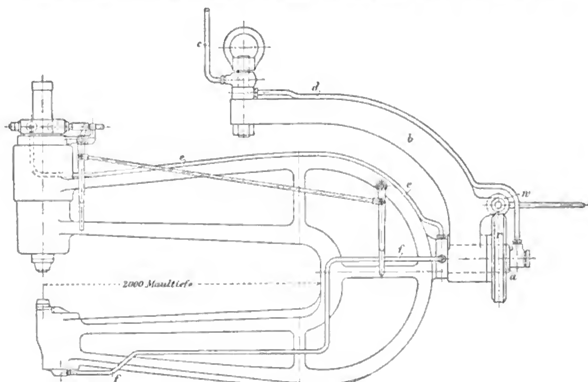


Fig. 1364.

rechte Achse zu drehen, was unmittelbar mittels der Hand geschieht. Wegen dieser weitgehenden Beweglichkeit ist die Wasserführung recht ver-

wickelt; sie dürfte aus dem Bilde ohne weiteres erkannt werden können. Der größte Stempeldruck dieser Maschine beträgt 60 t.

Eine andere bemerkenswerte hierher gehörige Maschine findet sich in der unten verzeichneten Quelle.[1])

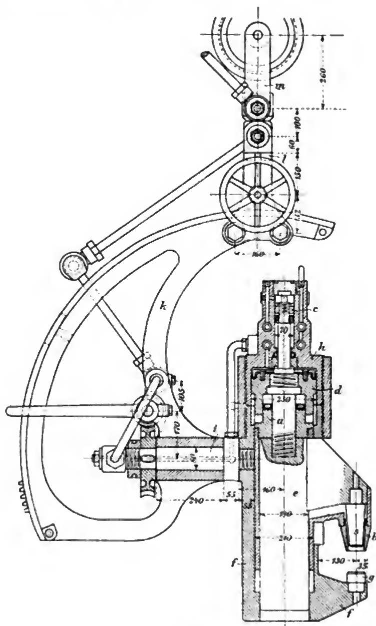


Fig. 1365.

Von versetzbaren Nietmaschinen ohne Blechschlußvorrichtungen mögen folgende angeführt werden.

Fig. 1366 ist das Schaubild einer mit sehr großer Beweglichkeit ausgestatteten Nietmaschine von F. W. Breuer, Schumacher & Co. Es kann der Pressenbügel um eine in dem Bilde lotrecht liegende Achse gedreht werden, ferner mit dem Zwischen-Aufhängebügel an dem eigentlichen

[1]) Tweddel, Dingl. polyt. Journ. 1887, Bd. 265, S. 496, mit Abb.

Aufhängebügel um eine wagerechte Achse. Diese geht möglichst genau durch den Schwerpunkt des Nieters, so daß die betreffende Drehung mittels der freien Hand bewirkt werden kann. Schließlich ist das Ganze noch um die Achse des Aufhängebolzens zu drehen.



Fig. 1366.

Die von derselben Firma gebaute Nietmaschine, welche Fig. 1367 darstellt, ist mit einem vollen Zahnkranz versehen, welcher sich in ähnlicher Weise dem Hänger anschließt, wie Fig. 1365 zeigt. Es ist der Nieter ferner um die lotrechte Achse des Aufhängebolzens zu drehen. Links von der Maschine sieht man einen Pröttschen Druckwasserspeicher (S. 671).

Endlich zeigt Fig. 1368 einen kleineren Nieter von F. W. Breuer, Schumacher & Co., welcher durch Drehen um eine liegende und eine lotrechte Achse mittels der Hand dem Werkstücke gegenüber in die geeignete Lage gebracht werden kann.

Fig. 1369 stellt eine für 25 mm dicke Niete bestimmte, von der Maschinenbau-A.-G. vorm. Breitfeld, Daněk & Co. gebaute Maschine dar. Sie ist um zwei wagerechte und die lotrechte Achse des Aufhängebolzens drehbar, und Fig. 1370 eine hiermit verwandte derselben Firma. Diese unterscheidet sich von der vorigen insbesondere durch die Einrichtung,

welche ermöglicht, entweder mit 90 mm oder mit 300 mm Maultiefe zu arbeiten. Man erkennt aus Fig. 1371 und 1370 die Zweckmäßigkeit dieser Anordnung. Es ist der Ring für die Feuertüröffnung einer Lokomotiv- oder Lokomobil-Feuerbüchse *f* einzunieten. Wegen des Raumbedarfs für den Pressenbügel ist diese Arbeit mit der großen Ausladung nicht, wohl aber mit der kleinen Ausladung auszuführen. Man hat in dem Pressenbügel zwei Löcher für den Gegenhalter *g* angebracht und das Schelleisen



Fig. 1367.

s so eingerichtet, daß es entweder in der ausgezogenen oder der gestrichelt gezeichneten Lage an der zugehörigen Kolbenstange befestigt werden kann. In Fig. 1370 ist noch angegeben, daß die Druckwasserzuleitungsröhre *c* über dem Aufhängebolzen schraubenförmig gebogen ist, um diese Röhre gemäß den Höhenänderungen des Aufhängebolzens elastisch nachgiebig zu machen. Es ist die vorliegende Maschine imstande, bis zu 26 mm dicke Niete zu bearbeiten.

Ähnliche Verstellbarkeiten des Schelleisens und Gegenhalters, um diese Werkzeuge an schwer zugänglichen Stellen verwenden zu können, findet man nicht selten. So ist[1]) ein Beispiel angegeben, in welchem für jedes dieser Werkzeuge vier verschiedene Stellen vorgesehen sind, um Dome auf Dampfkesseln festnieten zu können.

Bei einer von W. Sellers gebauten, zum Einnieten sog. Galloway-Röhren bestimmten Nietmaschinen[2]) ist die Verstellbarkeit der beiden Werkzeuge noch weitgehender. Fig. 1372 und 1373 sind zwei Schnitte der Maschine. Der Gegenhalter *a* wie das Schelleisen *b* stecken in Ringen *A* bzw. *F*, welche in den Maulenden *B* bzw. *G* der Maschine drehbar sind. In an den Ringrändern ausgebildete Verzahnungen greifen Stirnräder, die unter Vermittlung kurzer Wellen durch Kegelradpaare und zwei lange Wellen betätigt werden. Diese langen Wellen sind — in den Abbildungen ganz links — durch Stirnräder so miteinander verbunden, daß sie die Ringe *A* und *F* nur gemeinsam und um gleiche Beträge drehen können und *a* und *b* immer einander gegenüber bleiben.

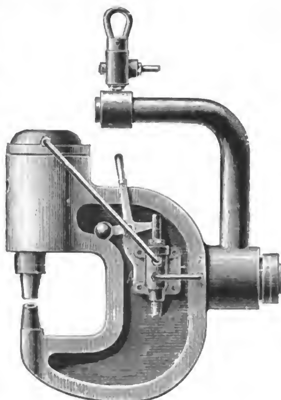


Fig. 1368.

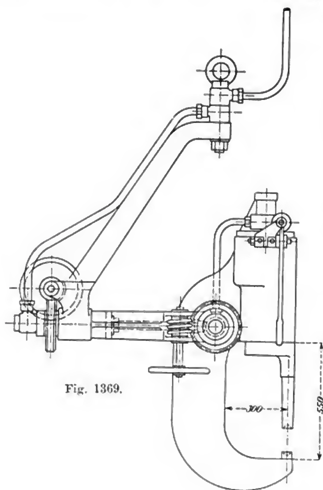


Fig. 1369.

Die vorliegende Maschine weicht von den bisher beschriebenen noch

[1]) Engineering 1895, S. 193, mit Abb.

[2]) Revue industrielle, Okt. 1891, S. 401, mit Abb. Z. 1892, S. 1037, mit Abb.

dadurch ab, daß die beiden Maulschenkel *B* und *G* nicht starr miteinander verbunden sind, sondern durch den Gelenkbolzen *P* und die beiden Zugstangen *K*, welche sich an *B* durch den Bolzen *M* anschließen und an *G*

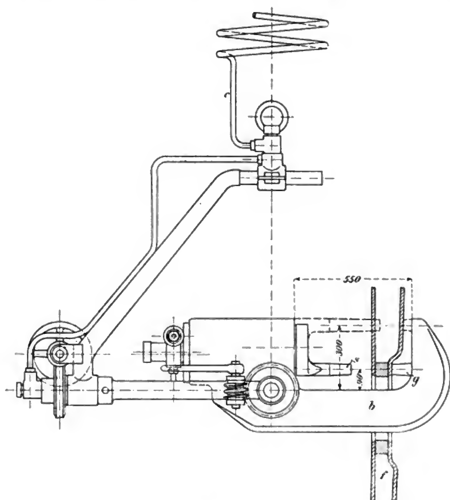


Fig. 1370.

durch ein auf dem Mönch *U* liegendes Querstück. Bei *W* befindet sich die Steuerung; an *S* wird die Maschine aufgehängt. Diese Anordnung hat manche Bequemlichkeiten zur Folge und wird deshalb für versetzbare Nietmaschinen häufig verwendet, sie leidet aber an dem Fehler, daß Schelleisen und Gegenhalter sich nicht in gerader, sondern bogenförmiger Linie einander nähern. Es bedarf sorgfältigster Aufmerksamkeit bei Wahl der Länge von Schelleisen und Gegenhalter, um die Endflächen der letzteren in dem Augenblicke, in welchem der Schließkopf fertig ist, zueinander genau gleichlaufend zu haben.

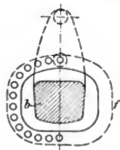


Fig. 1371.

Bei einer derartigen Hebelnietmaschine von F. W. Breuer, Schumacher & Co. (Fig. 1374) sind die Zugstangen, welche den Hebel des einen Werkzeugs mit dem am andern Hebel angebrachten Kolben verbinden, in ihrer Länge verstellbar, und die durch Druck beanspruchten, das Gelenk der beiden Hebel dar-

stellenden Bolzen auswechselbar, um jenen Fehler möglichst wenig fühlbar zu machen.

Fig. 1375 stellt eine ähnlich eingerichtete, von der Maschinenbau-A.-G. vorm. Breitfeld, Daněk & Co. gebaute Hebelnietmaschine dar. Man sieht aus dieser Figur die Ausbildung des rechtsseitig belegenen Gelenks der Hebel deutlicher. Die Muttern der beiden Zugstangen sind als Wurmräder ausgebildet, deren Wurme durch die Handkurbel k gemeinsam gedreht werden, so daß ein genau gleichmäßiges Bewegen der Muttern

Fig. 1372.

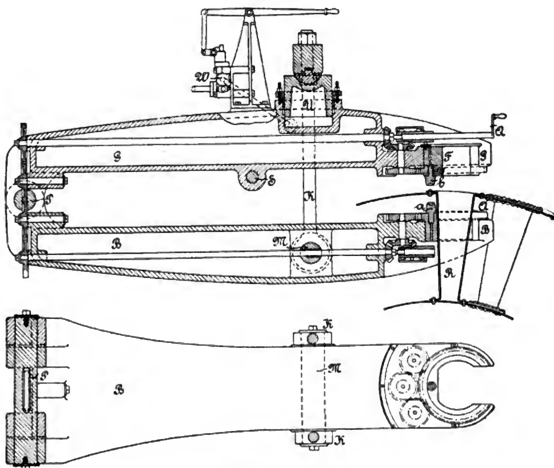


Fig. 1373.

gesichert ist. Eigenartig und sehr bemerkenswert ist die Art der beweglichen Aufhängung dieses Nieters. Zunächst ist der Aufhängebügel b um die lotrechte Achse des Aufhängebolzens a in gewöhnlicher Weise drehbar. Unten ist b mit einem Zapfen versehen, dessen Achse zur Achse des Aufhängebolzens um 45° geneigt ist. Der Nieter umgreift diesen Zapfen mit der gegen seine Mittelebene um 45° geneigten Hülse und ist damit um den ebenso schräg liegenden Zapfen zu drehen, so daß man seine Mittelebene außer senkrecht auch wagerecht und in irgendwelche geneigte Richtung legen kann. Es dürfte diese Aufhängung viel Beifall finden.

Von den vielen bekannt gegebenen versetzbaren Nietmaschinen mögen noch einige genannt werden.

In der unten genannten Quelle[1]) ist das Nieten einer Brücke mittels solcher Nietmaschinen, auch die Einrichtung der letzteren und ihre Versorgung sowie der Bedarf an Druckwasser beschrieben.

Eine bemerkenswerte Nietmaschine für Gitterträger[2]) weicht von den feststehenden, mit nach oben gerichteter Maulöffnung dadurch ab, daß sie



Fig. 1374.

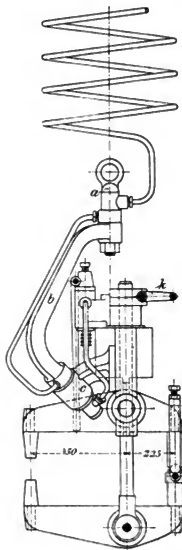


Fig. 1375.

— mittels Wasserdruckes — um einige Meter lotrecht gehoben werden kann.

Fielding & Platt haben[3]) nach Australien eine Nietmaschine geliefert, welche meilenlange, 1800 mm weite Blechröhren beim Verlegen nietet. Sie ruht auf einem Wagen, der auf einem Schienengleis fortbewegt wird.

[1]) Revue industrielle, Juni 1895, S. 234, mit Abb.
[2]) American Machinist, 27. Aug. 1896, mit Schaubild.
[3]) Engineering, Mai 1895, S. 604, mit Schaubild. Z. 1895, S. 1374, mit Schaubild.

V. Biege- und Richtmaschinen.

A. Arbeitsvorgänge und Widerstände.

Es handelt sich um das Biegen stabförmiger und plattenförmiger Werkstücke.

Sie können entweder bei A (Fig. 1376), eingespannt sein, während die biegend wirkende Kraft im Abstande a von der Einspannvorrichtung wirkt, oder auf zwei Stützen A und B (Fig. 1377) gelegt und durch einen Stempel C mit der Kraft $2\,P$ durchgebogen werden.

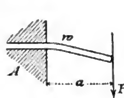


Fig. 1376.

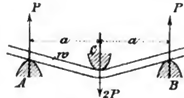


Fig. 1377.

In ersterem Falle findet das Biegen nahe an der Einspannvorrichtung statt, im andern unter dem Stempel C. An anderen Stellen der Werkstücke kann, abgesehen von elastischer Nachgiebigkeit, nur nebensächlich ein Biegen eintreten.

Bezeichnet J das Trägheitsmoment, σ_b die Biegungsfestigkeit und e den Abstand der am weitesten nach außen liegenden Querschnittsstelle von der neutralen Fläche, so gilt als Forderung für das Biegen:

$$\frac{J}{e}\sigma_b < P \cdot a \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (163)$$

oder

$$P > \frac{J \cdot \sigma_b}{e \cdot a} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (164)$$

Für den rechteckigen Querschnitt ist — bei der Dicke δ und Breite b — $J = \frac{b \cdot \delta^3}{12}$ und $e = \frac{\delta}{2}$, so daß die Beziehung in die andere übergeht:

$$P > \frac{b \cdot \delta^2}{6\;a}\sigma_b \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (165)$$

Das Biegen und Richten der Metalle findet meistens in unerwärmtem Zustande statt, so daß für σ_b die gewöhnliche Biegungsfestigkeit einzusetzen ist. Zuweilen werden jedoch die Werkstücke erwärmt, ja bis zur hellen Rotglut erhitzt, teils um P kleiner werden zu lassen, teils aber auch, um die Geschmeidigkeit, das Fließungsvermögen der Werkstücke zu steigern, so daß Einreißen der Kanten oder gar Brechen der Werkstücke verhütet wird. Die Festigkeitswertziffer σ_b ist dann dem beabsichtigten Erwärmungsgrade angemessen zu schätzen.

Auch die Zeit, innerhalb welcher eine Biegung vollzogen wird, bzw. die Geschwindigkeit, mit welcher solches geschieht, hat auf die Größe σ_b erheblichen Einfluß (vgl. S. 590); rasch durchgeführtes Biegen kann eine mehr als doppelt so große Kraft erfordern, als wenn dasselbe Biegen

langsam erfolgt. Da nun das langsame Biegen auch schonender für die Werkstücke ist als rasches, letzteres häufiger Brüche oder doch Risse herbeiführt, so wird regelmäßig mit sehr geringer Geschwindigkeit gearbeitet. Nur bei dünnen Gegenständen und solchen, welche behufs der Bearbeitung stärker erhitzt werden, kommen größere Geschwindigkeiten vor.

B. Biegmaschinen, bei denen das Werkstück eingeklemmt wird.

Sie kommen in der der Fig. 1376 sich anschmiegenden Gestalt so vor, daß neben der Einklemmvorrichtung ein Stempel oder ein sonstiger bewegter Maschinenteil die Kraft *P* ausübt.[1])

Fig. 1378 und 1379 stellen eine solche Biegmaschine im Schnitt und in Vorderansicht dar, bei welcher das tätige Werkzeug an einem Druckwasserkolben sitzt;[2]) sie ist in den Werkstätten der französischen Ostbahn zu Romily-sur-Seine im Gebrauch.

Ein bügelförmiges Gestell *A* ist unten mit Aufspannuten versehen, welche zum Befestigen des Bocks *F* dienen. Vier Schrauben halten *F* fest, zwei Schrauben dienen zum genauen Ausrichten. Auf *F* liegt das Werkstück *w*; es erhält seine richtige Lage durch den Anschlag *J* und wird durch den Bügel *G* und Bolzen *L* festgehalten. In dem oberen Ende des Gestells *A* steckt ein Stiefel *B*. Er ist gegen den Boden der betreffenden Bohrung durch einen Stulp abgedichtet (vgl. Fig. 1285, S. 675). Der in *B* spielende Kolben *T* hat 127 mm Durchmesser, die zugehörige Kolbenstange *C* 121 mm Durchmesser und die hieraus sich ergebende ringförmige Kolbenfläche, welche stets unter Druck steht, sucht Kolben *T*, Kolbenstange *C* und Biegekopf *D* in oberster Lage zu halten. Das Druckwasser gelangt durch die Öffnungen des in Fig. 1378 im Schnitt gezeichneten Bodenrings der großen Stopfbüchse unter den Kolben *T*. Über *T* läßt ein in *M* (Fig. 1379) beweglicher Steuerkolben das Druckwasser ein- oder das gebrauchte Wasser austreten. Die Verschiebung des Steuerkolbens erfolgt durch den Handhebel *N*; derselbe wird durch eine Schraubenfeder so beeinflußt, daß er den Wasserabfluß selbsttätig gestattet, sobald man den Handhebel *N* losläßt. Der Biegekopf *D* wird an dem aufrechten Teil des Gestelles gut geführt.

Läßt man nun Druckwasser über den Kolben *T* treten, so trifft zunächst der weit vorragende Teil von *D* auf das Werkstück *w* und biegt dieses, soweit es frei liegt, nach unten, darauf kommt die in Fig. 1378 rechts belegene Seite von *D* zum Angriff, indem das untere Ende von *D* sich keilartig zwischen seine Führung und das Werkstück schiebt. Schließlich vollendet die untere Ausklinkung von *D* die Biegung von *w*, so daß sich dieses fest an den Bock *F* legt.

Um andere Biegungen vorzunehmen, wechselt man *D* und *F* aus.

Häufig wird das Werkstück, statt es durch einen Bügel und dgl. zu befestigen, durch einen oder mehrere mittels Druckwasser betätigte Kolben festgehalten;[3]) eine weiter unten abgebildete Kümpelmaschine ist hiermit nahe verwandt. Diese Art des Festhaltens zeichnet sich vor der in Fig. 1379 und 1378 angegebenen durch erhebliche Zeitersparnis aus und wird

[1]) Dingl. polyt. Journ. 1873, Bd. 208, S. 3; 1882, Bd. 246, S. 361; 1883, Bd. 248, S. 60; 1888, Bd. 269, S. 436; S. 437, sämtl. mit Abb.

[2]) Portefeuille des Machines outils, Dez. 1895, mit Abb.

[3]) Fielding & Platt, Dingl. polyt. Journ. 1882, Bd. 246, S. 361, mit Abb.

deshalb da allgemein bevorzugt, wo die Werkstücke in glühendem Zustande gebogen werden sollen.

Fig. 1378.

Die Biegemaschine, welche Fig. 1380 andeutet,[1]) bezweckt, das Werk-

[1]) Z. 1885, S. 810, mit Abb. Dingl. polyt. Journ. 1886, Bd. 262, S. 254, mit Abb.

stück an der Biegestelle gleichzeitig zu stauchen. Die Abbildung ist ein Grundriß. Auf einem Bock ist in bequemer Arbeitshöhe die Platte *A* fest angebracht, während eine Platte *B* an dem Bock um eine lotrechte Achse gedreht werden kann. Auf *A* und *B* sind Backen befestigt, gegen welche das Werkstück gelegt wird, und ihnen gegenüber befinden sich zum Festhalten dienende Klemmklinken (vgl. Fig. 1308, S. 685). Das zu biegende Werkstück habe die gezeichnete Lage; dreht man dann *B* gegenüber *A* rechts herum, so findet gleichzeitig mit dem Biegen eine Verkürzung statt, welche sich, da nur die Biegestelle erhitzt ist, auf diese beschränkt, also das Knie verstärkt. Legt man das Werkstück auf *A*, so wie gezeichnet, auf *B* aber an die entgegengesetzte Seite des Backens, so biegt man durch Linksdrehen von *B*, ohne zu stauchen.

Die sog. Kielplatten eiserner Schiffe sollen ebenen Flansch haben, der mit dem Kiel durch Nieten verbunden wird, im übrigen sich aber der Gestalt des Schiffsbauchs anschließen, also windschief sein. Howaldt[1]) klemmt den Teil der — glühend gemachten — Platte, welcher als Flansch dienen soll, in ein senkrechtes Maul und läßt eine Zahl Hebel, die der einen Maulseite angelenkt sind, sich verschieden stark

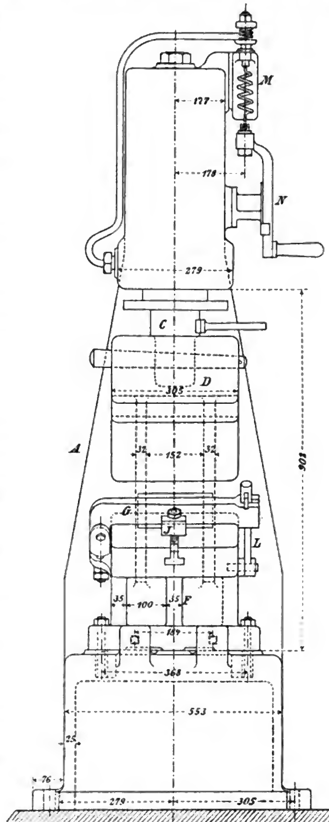


Fig. 1379.

[1]) Dingl. polyt. Journ. 1883, Bd. 249, S. 247, mit Abb.

neigen, wobei sie das Blech in gleichen Winkeln biegen, und zwar, indem sie dieses auf ein z. B. aus Gips hergestelltes Modell drücken.

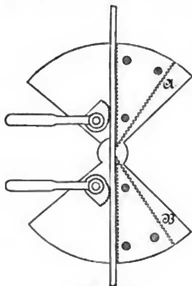
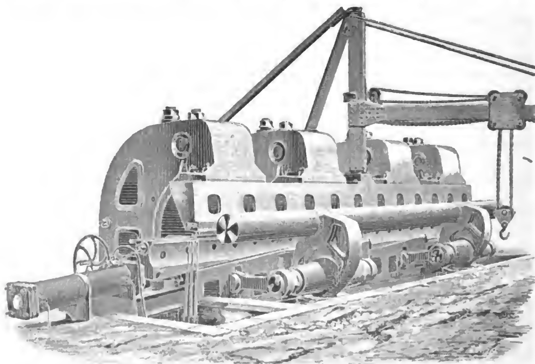


Fig. 1380.

Bennie[1]) befestigt den Blechrand in einem liegenden Maul und führt vor ihm eine Walze nach unten, welche das herausragende Blech nach unten drückt. Man kann nun das eine Walzenende mehr nach unten bewegen als das andere und gewinnt dadurch verschiedene Winkel zwischen dem festgehaltenen Flansch und dem übrigen Blech.

Hugh Smith & Co.[2]) spannen den Rand, welcher als Flansch dienen soll, nach Fig. 1381 ebenfalls in ein wagerechtes Maul. Dieses besteht aus einem oben liegenden kräftigen Balken, der durch starke Böcke mit der Grundplatte der Maschine verbunden ist, und aus dem darunter liegenden beweglichen Teil. Letzterer legt sich mit vier Keilflächen auf ebensolche Flächen des Maschinengestells und wird durch Wasserdruck — an der linken Seite des Bildes sieht man den betreffenden Stiefel — verschoben. Eine starke im Vordergrunde des Bildes erkennbare Walze ruht in Armen, welche einerseits von Lenkern geführt werden,


Fig. 1381.

anderseits in den hohlen Nonnen zweier Druckwasserpressen sich stützen, die unterhalb des Fußbodens dem Maschinengestell angeschlossen sind.

[1]) Dingl. polyt. Journ. 1878, Bd. 229, S. 419, mit Abb.
[2]) Le Génie civil, 26. Sept. 1891, S. 349, mit Schaubild.

Die Bolzen, um welche sich die erwähnten Lenker drehen, können eingestellt werden, so daß die Walze in angemessenem Abstand vom Maulrande bleibt. Läßt man nun Druckwasser unter die Nonnen der versenkt liegenden Stiefel treten, so bewegt sich die Walze nach oben und biegt dabei den über ihr befindlichen Blechteil nach oben. Jede dieser Pressen ist für sich steuerbar, so daß man die Walze an ihrem einen Ende mehr emporsteigen lassen kann als am andern Ende, also verchiedene Biegungswinkel erzielt. Die größte auf dieser Maschine zu biegende Blechlänge ist zu 9,45 m angegeben.

Fig. 1382.

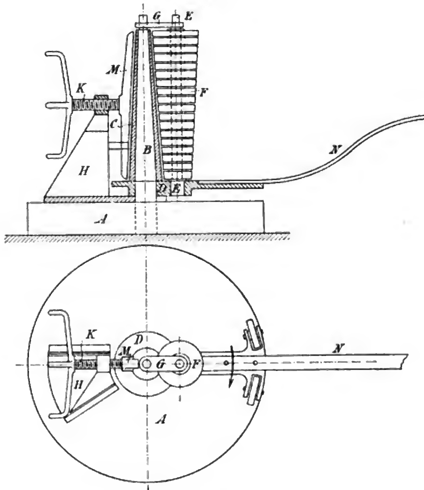


Fig. 1383.

Bei einer neueren derartigen Maschine von Fielding & Platt[1]) sind zwei kürzere solcher Biegewalzen angewendet, welche je durch zwei Druckwasserpressen gehoben werden. Das gewährt eine freiere Wahl in der Verschiedenheit der Abbiegungswinkel.

A. Bachmann[2]) benutzt das Einspannen des einen Blechrandes, um Bleche in kegelförmige Gestalt zu biegen, wie solche z. B. für die sog. Galloway-Dampfkessel gebraucht werden. Fig. 1382 ist ein lotrechter Schnitt, Fig. 1383 ein Grundriß der Maschine. In der Grundplatte A steckt eine

---

[1]) Revue industrielle, Febr. 1897, S. 76, mit Abb.

[2]) Dingl. polyt. Journ. 1880, Bd. 237, S. 183, mit Abb.

nach oben verjüngte Stange *B* fest. Es ist um *B* der Bock *H* drehbar, indem dessen Fußplatte *B* nahe über *A* umgreift; *H* ist auf *A* an irgend einer geeigneten Stelle festzuschrauben. Im Kopfe des Bockes *H* befindet sich die Mutter der Schraube *K*; letztere soll den Balken *M* gegen das an *B* gelehnte Werkstück drücken. Um letzterem je nach Umständen einen anderen Krümmungshalbmesser und eine andere Verjüngung zu geben, ist über *B* eine auswechselbare kegelförmige Röhre *C* gestülpt. Es ist ferner um *B* einerseits der Arm *D* mit der in ihm festen Spindel *E*, sowie der Arm *G*, welcher das obere Ende der Spindel *E* stützt, frei drehbar. Auf *E* sind zahlreiche Rollen frei drehbar gesteckt, welche zusammen den Kegel *F* bilden. Hat man nun das entsprechend zugeschnittene und erhitzte Blech zwischen *F* und *C* hindurchgeschoben — wobei *F* möglichst nahe an *M* geschoben ist — und den Blechrand mittels des Balkens *M* festgeklemmt, so bewegt man die kegelförmige Walze *F* mit Hilfe des Handgriffes *N* bzw. des Armes *D* um die Achse von *B* und biegt somit das Blech. Der Bock *H* und die an ihm sitzende Einspannvorrichtung lassen eine ganze Drehung des Armes *D* nicht zu; man löst daher die Klemme, dreht *H* so weit als erforderlich ist, um die Drehung des Kegels *F* zu vollenden, und befestigt dann *H* wieder auf der Platte *A*, sowie das Werkstück durch Anziehen der Schraube *K*.

Auch das Biegen von Röhren ist in der Weise ausgeführt, daß man sie an einer Stelle einspannt und das über die Einspannvorrichtung hinausragende Ende dieser gegenüber verbiegt. Bekanntlich werden die Röhren, wenn man sie zu biegen versucht, leicht platt. Dem tritt man vielfach

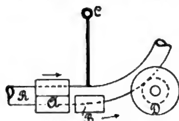


Fig. 1384.

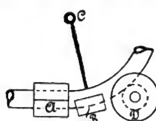


Fig. 1385.

durch Ausfüllen der Röhren mit Harz und Asphalt entgegen, welche Füllung nach dem Biegen durch Schmelzen beseitigt wird. Es wird das Zusammenklappen der Röhrenwände mit einiger Sicherheit auch dadurch verhütet, daß man das seitliche Ausweichen derselben hindert. Fowler[1]) läßt die Röhre *R* (Fig. 1384) von zwei Backen *A* genau umfassen und lehnt sie gegen den gut passenden Backen *B*, der um den Bolzen *C* schwingen kann. Wenn nun die Backen *A* sich nach rechts bewegen und dabei die Röhre *R* geradlinig mitnehmen, so zwingt *B* das überragende Ende von *R*, sich in die Bogenform zu fügen, wie Fig. 1385 zeigt. *A* beschreibt einen nur kurzen Weg; ist dieser vollzogen, so öffnen sich die Backen *A* und werden nebst dem Backen *B* in die Anfangslage zurückgezogen. Die Rolle *D* dient zu weiterer Führung. In der letzten der angeführten Quellen ist der Backen *B* durch eine entsprechend ausgehöhlte Rolle ersetzt.

[1]) Industries, 6. Nov. 1891, S. 433, mit Schaubild. Z. 1892, S. 1038, mit Abb. Revue industrielle, Sept. 1892, S. 361, mit Abb.

C. Biegemaschinen, bei welchen das Werkstück nicht eingeklemmt wird.

a) Maschinen mit festen Backen.

Sie wirken nach Fig. 1377, S. 720. Die zwei stützenden Backen *A* und *B* sitzen am Maschinengestell fest, der dritte Backen *C* wird durch Kurbel und Lenkstange, Schraube oder Druckwasser betätigt. Die meisten der hierher gehörigen Maschinen benutzt man auch zum Richten, und es werden deshalb einige derselben weiter unten beschrieben.

Fig. 1386 und 1387 stellen eine solche in erster Linie zum Biegen leichter Stäbe und Röhren bestimmte Maschine im Schnitt und Grundriß dar.[1]) Es wird der Schlitten des mittleren Backens in einem Schlitz des Tisches gut geführt. Unter dem Tisch liegt eine Schraube *l*, welche in ein Muttergewinde des Schlittens greift und in der Achsenrichtung gegen den im Bügel *m* steckenden Zapfen *o* sich stützt. Für den Arbeitsweg wird das Schwungrad *w* durch den Stift *s* mit dem sich frei um *l* drehenden Rädchen *u* gekuppelt; *u* betreibt ein Stirnradvorgelege, welches das auf *l* feste Rad *k* und damit die Schraube langsam dreht. Mit Hilfe desselben Stifts kann man das Schwungrad mit dem auf *l* festsitzenden Kuppelstück *v* verbinden, so daß sich *l* für den Rückweg des verschiebbaren Backens rascher drehen läßt. Der mittlere Backen ist seinem Schlitten gelenkig angeschlossen; ebenso die beiden äußeren Backen ihren Stützen, so daß sie sich dem Werkstück anzuschmiegen vermögen. Die Stützen der beiden äußeren Backen sind mit Zähnen versehen, die in eine am Tisch der Maschine feste Stange greifen. Hierdurch wird möglich, den Abstand der beiden äußeren Backen nach Bedarf einzustellen.

Fig. 1386.

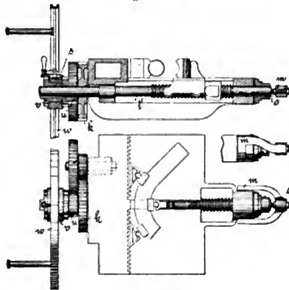


Fig. 1387.

Das Schaubild 1388 zeigt eine Biegemaschine mit zwei mittleren Backen.[2]) Zwei durch gemeinsame Stange verbundene Kolben dienen zur Betätigung. Mit der Kolbenstange ist ein über den Tisch hervorragender Schlitten verbunden, in den die Backen gesteckt sind. Er wird am Tisch gut geführt. Es ist der Schlitz, durch welchen die Nasen des Schlittens hervorragen, überdeckt, um das Hindurchfallen von Schmutz auf die unter ihm befindlichen Maschinenteile zu verhüten. Die Kolben haben 200 mm Durchmesser und 100 mm Hub. Es beträgt der Wasserdruck 105 Atmosphären, also der verfügbare Druck rund 74 t. Die äußeren Backen werden mit Hilfe der 50 mm weiten, in dem Bilde sichtbaren Löcher auf dem

[1]) E. M. Eckardt, Dingl. polyt. Journ. 1885; Bd. 256, S. 210, mit Abb. Z. 1886, S. 570, mit Abb.
[2]) Iron, April 1891, S. 310, mit Schaubild.

900 mm breiten und 1350 mm langen Tisch befestigt. Die Steuerungshebel ragen seitwärts hervor.

Um bestimmte Gestalten hervorzubringen, versieht man zuweilen die Biegemaschine mit mehreren beweglichen Backen, die nacheinander oder zu gleicher Zeit wirken, z. B. zum Biegen von Rundeisen, um es zu einer gekröpften Welle umzugestalten.[1])

Für das Biegen der Bleche hat Tweddel vorgeschlagen,[2]) diese zwischen zwei Backen A und B (Fig. 1389) zu legen, von denen A die zwei äußeren Stützen, in Gestalt langer, abgerundeter Kanten enthält, während B mit seiner mittleren Wölbung gegen das Werkstück sich legt. Tweddel will nun mit seiner Maschine die Biegung genau begrenzen, was dadurch geschehen kann, daß die Abrundung von B und Ausrundung von A dem zu erzielenden Krümmungshalbmesser entspricht. Es müssen die

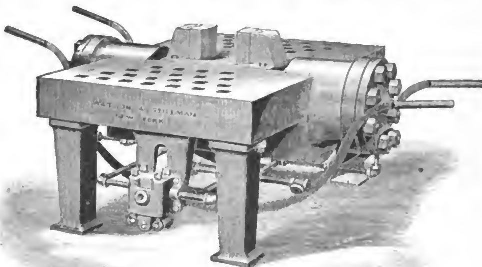


Fig. 1388.

Krümmungshalbmesser der beiden soeben genannten Flächen kleiner sein als der für das Blech geforderte, da nach dem Rückzuge der Werkzeuge das Werkstück um den Betrag zurückfedert, um welchen es elastisch gebogen war. Von größerer Bedeutung ist folgender Umstand: Die bleibende Biegung des Werkstücks w findet im wesentlichen nur in der Mitte zwischen den beiden stützenden Rändern von A statt, an der Stelle, wo die am meisten hervorragende Fläche von B die Kraft an w überträgt. Es bleiben die diesseits und jenseits dieser Stelle befindlichen Teile des Werkstückes ungebogen. Sie legen sich daher bald an Stellen von B, welche seitlich von der Mitte liegen (Fig. 1390), so daß nunmehr hier das Biegen beginnt. Dann wirken aber die Angriffskanten von A nicht mehr mit dem Druck P an dem Hebelarm a (Fig. 1389), sondern mit dem größeren Druck P_1 an dem kleineren Hebelarm a_1 (Fig. 1390), und weiter mit dem noch größeren P_2 an dem Hebelarm a_2 (Fig. 1391), d. h. da das Widerstandsmoment des

[1]) The Engineer, Juni 1878, S. 438, mit Abb. Dingl. polyt. Journ. 1878, Bd. 229, S. 316, mit Abb.

[2]) American Machinist, 21. Juni 1894, S. 3, mit Schaubild. Engineering, Okt. 1894, S. 477, mit Schaubild. Specht, Massenfabrikation im Maschinenbau. Revue industr. 20. Febr. 1897, S. 75. mit Abb. Engineering, Mai 1898, S. 659, mit Abb.

Bleches überall gleich ist, so wächst die erforderliche Kraft *P* um so mehr, je mehr die beabsichtigte Biegung sich dem gesteckten Ziele nähert. Ohne Vornahme einer Rechnung läßt sich erkennen, daß unmöglich ist, das Werkstück völlig an die zylindrischen Flächen von *A* und *B* zu legen, wenn nicht eine sehr bedeutende Kraft zur Verfügung steht, die nicht mehr eigentlich biegend, sondern zum Teil unmittelbar umgestaltend wirkt. Das

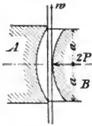


Fig. 1389.

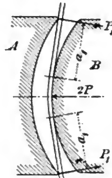


Fig. 1390.

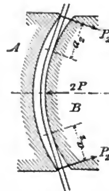


Fig. 1391.

kann z. B. in Frage kommen, wenn der Krümmungshalbmesser der drückenden Flächen nach Fig. 1392 im Verhältnis zu deren Breite klein ist, also *A* auf das Werkstück *w* als Hohlkeil wirkt.

In der Regel beschränkt sich die bleibende Biegung bei dem Nähern von *A* und *B* auf einen schmalen Streifen; links und rechts davon bleibt das in der Maschine steckende Blech auf irgend eine Breite a_2 (Fig. 1391) ungebogen,

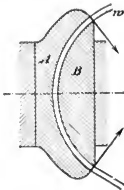


Fig. 1392.

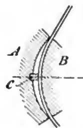


Fig. 1393.

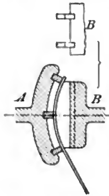


Fig. 1394.

die um so größer ausfällt, je kleiner das verfügbare *P* ist. Daraus folgt, daß eine größere Zahl von Biegungen stattfinden muß, um das Blech in ganzer Länge in die Trommelform zu bringen und ferner, daß an jedem Ende des Werkstücks die Länge a_2 ungebogen bleibt.

Um jede einzelne Biegung für verschiedene Werkstücke zu begrenzen, genügt das Einlegen bzw. Auswechseln einer Mittelschiene *C* (Fig. 1393) in *A*. Es lassen sich auch die beiden Körper *A* und *B* mit ebenen Endflächen versehen und an diesen auswechselbare Backen befestigen. Nach Fig. 1394 bestehen diese z. B. an der einen Seite aus einer Platte, in welche bogenförmige Querschienen gelegt sind, an der andern Seite aus

Längsschienen. Fig. 1395 ist teilweise ein lotrechter Schnitt, teilweise eine Seitenansicht der Maschine. Eine gute Abbildung der Maschine steht mir nicht zur Verfügung, weshalb die vorliegende, schematisch gehaltene genügen muß. Es ist die Maschine zum Biegen von Blechen bestimmt. Demgemäß sind die Körper *A* und *B*, welche die zum Biegen dienenden Backen aufzunehmen haben, balkenartig gestaltet. *B* bildet mit dem mit ihm verschraubten Bügel *C* das Gestell der Maschine, während *A* in diesem Gestell verschiebbar ist. Diese Verschiebung soll in ganzer Länge von *A* genau in gleichem Grade stattfinden, weshalb sie durch drei an *A* ausgebildete und drei mit dem Mönch *a* verbundene Keile und zwischengelegte Walzen *i* einerseits, und anderseits dem stets unter dem Druck des Wasserspeichers stehenden Mönch *c*, der durch Stangen *d* mit *A* verbunden ist, stattfindet. In die zum Mönch *a* gehörige Nonne *b* wird durch eine Steuerung Druckwasser eingelassen, wenn *A* sich *B* nähern soll. Das in aufrechter Lage durch die Maschine zu führende Werkstück stützt sich mit seinem unteren Rande auf seitwärts von *A* und *B* angebrachte Rollen. An einer Stelle ist auch einer Vorrichtung (Winde mit Seil) gedacht, mittels welcher das Werkstück ruckweise weitergeführt werden kann.

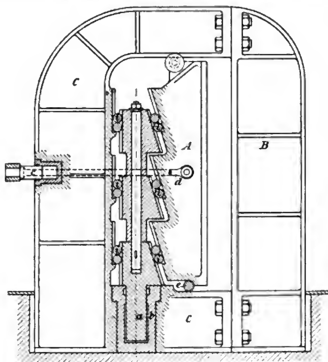


Fig. 1395.

Dasselbe Biegeverfahren wird auch mit liegend angeordneten Maschinen durchgeführt.[1])

b) Maschinen mit Walzen.

Das ruckweise Verschieben des Werkstücks nach jeder Einzelbiegung ist nicht bequem; die Arbeit verläuft, sobald das Werkstück in ganzer Länge gleichförmig gebogen werden soll, rascher, wenn man das zu biegende Werkstück (nach Fig. 1396) zwischen drei Walzen *A*, *B* und *C* bringt, diese dreht und durch die Reibung, welche zwischen Walzenumfang und Werkstück auftritt, das letztere zwischen den Walzen hindurchführt. Es erfolgt die Biegung zwischen den Punkten *i* und *e*. In der Abbildung ist das Werkstück linkseitig gerade gezeichnet, weil es eine bleibende Biegung noch nicht erfahren hat; es sollte ein wenig gekrümmt sein, da die elastische Biegung sich bis zu dem Punkte erstreckt, in welchem *w* auf *A* liegt. Demgemäß berührt *w* die mittlere Walze im Punkt *i* noch nicht, sondern

[1]) Dingl. polyt. Journ. 1887, Bd. 265, S. 481, mit Abb.

erst in einem rechts von *i* belegenen, den man finden könnte, wenn man den linkseitigen Teil von *w* nach seiner durch die elastische Biegung gewonnenen Gestalt einzeichnete. Ebenso verhält es sich mit dem rechtsseitigen Teil des Werkstücks *w*. Sonach erstreckt sich das Gebiet, innerhalb welchem die bleibende Biegung stattfindet, nicht von *i* bis *e* (Fig. 1396), sondern ist kleiner. Es ist aber anzunehmen, daß seine Mitte etwa mit der Mitte des Abstandes *ie* zusammenfällt. Die Tätigkeit der biegenden Walze — das ist *C* — besteht darin, daß sie das Werkstück nach der Art eines Kniehebels von der Höhe, in welcher *w* mit *C* in Berührung tritt, bis zu der Höhe, in welcher diese Berührung aufhört, hinabdrückt. Es steht hierfür — und für Nebenwiderstände — nur die Reibung zwischen den angetriebenen Walzen zur Verfügung, weshalb fast immer eine Zahl von Durchgängen des Werkstückes erforderlich ist, um die verlangte bleibende Biegung zu erzielen. Zu diesem Zwecke wird die Maschine mit einem Kehrgetriebe ausgestattet, so daß nach jedem Durchgang nur die Walzen einander zu nähern sind und der Antrieb umzusteuern ist.

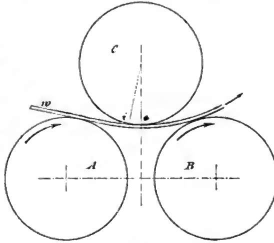


Fig. 1396.

In der Regel macht man nur die mittlere Walze *C* verstellbar und treibt die beiden andern an. Es fehlt jedoch nicht an Vorschlägen, nach denen auch die mittlere Walze *C* angetrieben werden soll.[1])

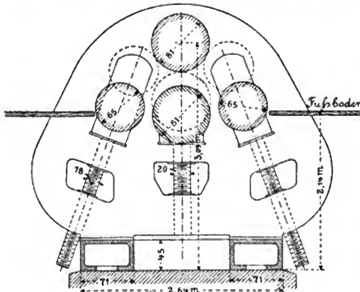


Fig. 1397.

Die Niles Tool Works legen (nach Fig. 1397)[2]) unter die mittlere Biegewalze, welche fest gelagert ist und angetrieben wird, eine zweite Walze, drücken sie von unten gegen das Werkstück und treiben sie ebenfalls an, während die seitlichen Walzen verstellt werden und sich mit ihren Zapfen in den verschiebbaren Lagern lose drehen. Die vorliegende Blechbiegemaschine ist von ungewöhnlicher Größe, indem die Walzenlänge zwischen den Lagern 6,82 m beträgt.

[1]) The Iron Age, März 1891, S. 433, mit Schaubild; März 1895, S. 539, mit Abb. Z. 1895, S. 1374, mit Abb. The Iron Age, 1895, S. 1231, mit Schaubild.
[2]) The Iron Age, März 1890, S. 420, mit Abb. Z. 1890, S. 1348, mit Abb.

Bei dem ersten Durchgang ist das Werkstück zwischen A und C (Fig. 1396) gerade, da das Biegen erst zwischen i und o stattfindet. Zwischen C und B ist das Werkstück gekrümmt. Diese Krümmung ergibt sich aus den einzelnen, eng nebeneinander liegenden Biegungen, welche unter C stattfinden. Zu Beginn der Arbeit liegt der vordere Rand des Bleches auf B; es wird letzteres auf die Länge a nicht gebogen, so daß die unter C stattfindende Biegung stärker ausfällt als später, nachdem zwischen C und B ein gebogener Teil des Werkstücks sich befindet. Verfolgt man diesen Umstand weiter, so findet man, daß der Krümmungshalbmesser des gebogenen Werkstücks nicht überall gleich sein kann. Da jedoch bei jedem einzelnen Durchgang das Werkstück eine nur geringe Biegung erleidet, so hat der erwähnte Umstand keine praktische Bedeutung.

Wichtig ist dagegen der andere, nach welchem das vordere wie das hintere Werkstückende auf eine gewisse Länge ungebogen bleibt (vgl. S. 729, 728). Die Länge dieser gerade bleibenden Strecken nimmt mit dem Abstand der beiden äußeren Walzen ab, weshalb man diese Walzen möglichst nahe aneinander zu legen sucht. Mit der Näherung der Mitten von A und B steigert sich aber der für das Biegen erforderliche Druck und demgemäß der nötige Walzendurchmesser, so daß sich von selbst die unterste Grenze für die Länge der gerade bleibenden Strecken ergibt. Es ist nicht zu bestreiten, daß in dieser Richtung die weiter oben beschriebene Tweddelsche Maschine (S. 728) der mittels Walzen arbeitenden überlegen ist. Sie ermöglicht, die Länge der ungebogen bleibenden Enden klein zu machen.

Für die Biegemaschinen mit drei Walzen kann man die maßgebenden Kräfte auf folgendem Wege gewinnen.

Aus einer größeren Zahl guter Maschinen, welche zum Biegen unerwärmter Bleche bestimmt sind, habe ich die Beziehung entnommen:

$$r^2 = b \cdot \delta, \quad \ldots \ldots \ldots \quad (166)$$

worin r den Walzenhalbmesser, b die größte Blechbreite und δ die größte Blechdicke bezeichnet. Mit Hilfe dieses Ausdrucks läßt sich der Walzenhalbmesser vorläufig gewinnen; später ist zu untersuchen, ob nicht eine größere oder kleinere Dicke der Walzen zweckmäßiger ist. An Hand dieses vorläufig bestimmten Walzenhalbmessers zeichnet man die beiden Kreise A und B (Fig. 1398), indem man zwischen sie nach Schätzung einen Spielraum legt. Man gewinnt die höchste Lage der Biegewalzenmitte o, indem man über A und B das gerade Werkstück zeichnet und es durch den Biegewalzenkreis von oben berühren läßt, und die unterste Lage u durch Einzeichnen des Werkstücks w mit seinem kleinsten Krümmungshalbmesser ϱ. Die Richtung der biegend wirkenden Kraft geht durch den Mittelpunkt m des Werkstücks w und die Mitte von A bzw. B. Mit Hilfe der Fig. 1399 war festgestellt, daß das Biegungsbereich ein wenig seitlich von der Mitte der Biegewalze C liege. Diese seitliche Abweichung befindet sich jedesmal an der Seite, von welcher das Werkstück eintritt. Teils wegen dieses Wechsels der Lage, teils weil sie nur wenig von der Mitte abweicht, kann man für praktische Zwecke genügend genau die Lage der Biegestelle als mitten unter C befindlich annehmen, so daß a (Fig. 1398) der Hebelarm ist, an dem die Kraft P wirkt.

Nach der Ungleichung 164, (S 720) ist:

$$P > \frac{J}{e\,a} \cdot \sigma_b,$$

also für rechteckigen Querschnitt:

$$P > \frac{b \cdot \delta^2}{6\,a} \cdot \sigma_b$$

zu machen, wenn b die Breite, δ die Dicke des Werkstückes und σ_b seine Biegungsfestigkeit bedeutet. Es ist nun für σ_b ein höherer Wert zu setzen, als für gewöhnlich mit Biegungsfestigkeit bezeichnet wird, da die Biegung rascher verläuft als bei den Versuchen, welche dem Feststellen von σ_b dienen

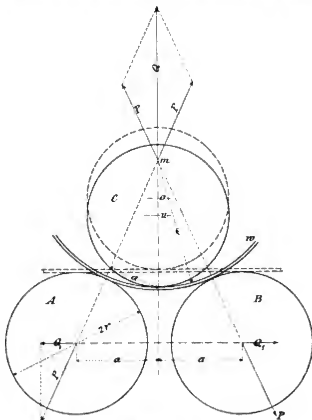


Fig. 1398.

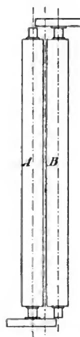


Fig. 1399.

(vgl. S. 590); es liegt die Geschwindigkeit, mit welcher das Werkstück die Maschine durchschreitet, zwischen 10 und 50 mm in der Sekunde. Indem man nun die Kraft P nach irgend einem Maßstabe von m aus in ihren beiden Richtungen aufträgt, gewinnt man in bekannter Weise die Belastung Q der oberen Walze, sowie die nach außen gerichtete Belastung Q_1, der Walzen A und B.

Die obere Walze C wird hiernach erheblich stärker belastet als jede der beiden unteren. Man findet deshalb nicht selten die obere Walze dicker ausgeführt als die anderen. Häufiger aber macht man die drei Walzen im Durchmesser gleich und gibt der mittleren dadurch die entsprechend größere Widerstandsfähigkeit, daß man sie aus Stahl schmiedet, während die äußeren Walzen vielleicht aus Gußeisen gemacht werden.

Die Zapfen der Walzen haben $\frac{Q}{2}$ bzw. $\frac{P}{2}$ zu tragen. Wenn — wie fast immer — der Antrieb durch die Zapfen der äußeren Walzen stattfindet, so müssen diese Zapfen auch dem betreffenden Drehmoment gewachsen sein, so daß ihre Dicke etwa so groß auszufallen pflegt, wie die Dicke der Zapfen von *C*.

Die Arbeitsübertragung findet nur durch die Reibung der Walzen *A* und *B* an dem Werkstück *w* statt. Das betreffende Moment ist also an jeder Walze:

$$= r \cdot P \cdot f,$$

wenn *f* die Reibungswertziffer, die zu etwa 0,25 angenommen werden kann, bezeichnet. Dieses Moment kann nur überschritten werden, wenn etwa *f* einen größeren als den in Rechnung gestellten Wert hat. Da gleichzeitig keinerlei Massenwirkungen in Frage kommen, auch die Geschwindigkeiten klein sind, so darf eine hohe Beanspruchung der Radzähne der Rechnung zugrunde gelegt werden. Das ist wichtig, weil andernfalls die Räder sehr

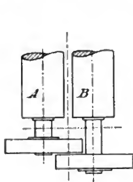


Fig. 1400.

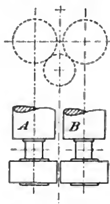
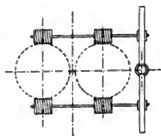


Fig. 1401.


Fig. 1402.

plump ausfallen; es werden aus gleichen Gründen meistens auch die auf den Walzenzapfen sitzenden und die in diese greifenden Räder aus Stahl gemacht.

In Fig. 1399 ist die Walze *C* fortgenommen gedacht; demnach sind *A* und *B* voll zu sehen. Das Antriebsrad der Walze *A* sitzt auf der einen, dasjenige der Walze *B* auf der andern Maschinenseite. So kann man den Rädern fast beliebig große Durchmesser geben. Wenn aber die Werkstücke so zusammengebogen werden, daß sie in der Längenrichtung der Walze *C* von dieser abgezogen werden müssen, so sind die Räder derartig im Wege, daß dieses Abziehen des Werkstücks erst möglich wird, nachdem *C* aus der Maschine gehoben ist.

Verlegt man beide Räder an dieselbe Maschinenseite, so fällt dieser Übelstand hinweg. Das kann nach Fig. 1400 geschehen. Man bemerkt sofort, daß der Durchmesser des einen und somit auch der des andern Rades beschränkt ist, und daß der betreffende Zapfen von *B* weit über sein Lager hervorragen muß. Deshalb zieht man jetzt meistens vor, beide Antriebsräder nach Fig. 1401 auf dieselbe Maschinenseite zu legen, obgleich die Räder wegen ihres geringen Durchmessers sehr breit ausfallen. Es ist auch der Antrieb durch zwei Wurmräder möglich, indem (nach

Fig. 1402) in jedes der Wurmräder zwei Wurme greifen. Jede Welle dieser Wurme ist mit einem Wurmrad versehen, in die ein gemeinsamer Wurm greift, an dessen Welle die Antriebsriemenrollen sitzen.

Wie mehrfach erwähnt, ist die mittlere Walze in der Regel die verstellbare. Ihre Lager sind zu diesem Zweck verschiebbar, z. B. nach Fig. 1403. Es bezeichnet hier *a* den Zapfen, *b* ein möglichst leicht gehaltenes Lager, welches in einem Schlitz des Gestells *e* gut geführt ist und mittels einer Schraube auf- und niedergeschoben werden kann. Die Mutter *d* der Schraube wird durch zwei Leisten in dem Gestell *e* festgehalten, und zwar so, daß man Mutter und Schraube nach außen ziehen und dann die Walze mit ihren Lagern nach oben wegnehmen kann, sobald ein gebogenes Werkstück in der Längenrichtung der Walze abgezogen werden muß. Will man beide Schrauben gemeinschaftlich antreiben, so muß über der Walze irgend eine Verbindung der Schrauben hergestellt werden, die lästig ist.

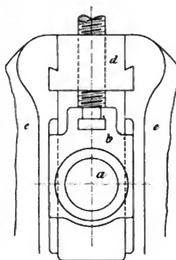


Fig. 1403.

Es werden deshalb regelmäßig die Verstellschrauben nach unten ge-

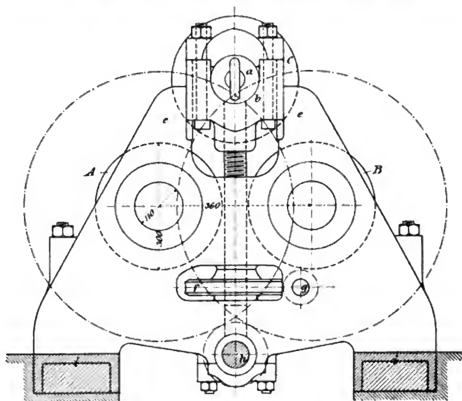


Fig. 1404.

richtet, z. B. nach Fig. 1404. Hier ist die Schraube mit dem Lager *b* fest verbunden, ihre Mutter befindet sich in dem Wurmrad *f*, in welches ein auf *g* sitzender Wurm greift. Dieselbe Welle enthält in dem zweiten Gestell

einen eben solchen Wurm, welcher das andere Wurmrad ebenso betätigt. Es kann die obere Walze ausgehoben werden, nachdem die Deckel der Lager *b* abgenommen sind. Man bringt wohl in jedem Zapfen *a* eine mit Gewinde versehene Bohrung an, um das Anlegen des Kranhakens erleichternde Ösen einschrauben zu können.

Die Walzen *A* und *B* sind in Bohrungen der hohl gegossenen Gestelle oder Schilder *e* gelagert und diese auf gemeinsamen Grundrahmen *i* befestigt. Bei der vorliegenden Maschine ist der Antrieb nach Fig. 1400 ausgeführt; die gemeinsame Antriebswelle *h* ist unter den Schildern gelagert.

Will man mit der Maschine auch schwach kegelförmige Gestalten erzeugen, so muß der eine Zapfen der mittleren Walze den anderen Walzen etwas näher liegen als der zweite Zapfen. Zu diesem Zweck sind die zugehörigen Lager entsprechend nachgiebig einzurichten; zugleich aber muß die Mutter der einen Schraube (Fig. 1404) mehr gedreht werden als die andere, d. h. es dürfen die beiden zugehörigen Wurme nicht auf gemeinsamer Welle *g* (Fig. 1404) festsitzen. Man gibt dann jedem Wurm seine eigene Welle, und verbindet diese mittels Räder und lösbarer Kuppelung,

Fig. 1405.

oder man steckt beide Wurme auf ein und dieselbe Welle *g* (Fig. 1405), aber frei drehbar, und verbindet jeden Wurm mit der Welle durch je ein ausrückbares Kuppelstück *k*. Der Wurm *w* ist mit einer Art Kammzapfen versehen, der in eine zweiteilige, in eine Bohrung des Gestells *e* geschobene und dort geeignet befestigte Büchse *l* gelegt ist. Bei kleineren Maschinen dreht man die Welle *g* mittels Rädervorgelege und Handrad, oder mittels Hebels und Ratsche, bei größeren wird *g* durch die Maschine angetrieben. Dieser Maschinenantrieb ist für schwerere Maschinen notwendig, weil einerseits das Nähern der Walzen unter Überwindung des Widerstandes *Q* (Fig. 1398) stattfinden muß, anderseits rasches Zurückschieben der Biegewalze erwünscht ist.

Das Ausheben der mittleren Walze zu dem Zweck, sie aus dem zusammengebogenen Werkstück zu ziehen, findet bei kleinen Maschinen mittels der Hand statt. Es können bei solchen auch die Lager der in Rede stehenden Walze einfacher gestaltet werden, z. B. nach Fig. 1406. Es liegt der Zapfen *a* in einer Büchse *b*, welche seitlich offen ist und sich in einer Bohrung des Maschinengestells *e* drehen läßt. In der gezeichneten Lage befindet sich die Öffnung der Büchse *b* oben, und es ist Zapfen *a* und Walze *C* frei auszuheben oder einzulegen. Nachdem *b* um 180° gedreht ist, stützt sie den Zapfen *a* nach oben. Das Herabfallen der Walze

hindert der am Ende der Bohrung für *b* stehen gelassene Rand am Maschinengestell. In eine Nut von *b* greift die Spitze einer Schraube und hindert hierdurch die Büchse, aus ihrer Bohrung zu schlüpfen.

Für Reifenbiegemaschinen, welche nur kurzer Walzen bedürfen, lagert man oft den Zapfen *a* der Walze *C* (Fig. 1407) in einer Büchse, deren

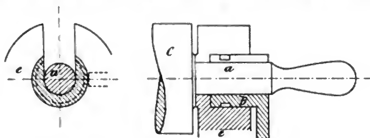


Fig. 1406.

Durchmesser ein wenig größer ist als der Durchmesser der Walze. So ist möglich, die Walze *C* nebst Büchse *b* durch das betreffende, in dem Maschinengestell *e* befindliche Loch zu ziehen. Ein Einsteckstift, welcher in eine in *b* gedrehte Nut greift, hindert die Büchse eigenmächtig nach außen zu treten. Im vorliegenden Falle ist *C* die angetriebene Walze, weshalb man den Mantel von *C* gerieft hat.



Fig. 1407.

Nahe verwandt mit der letzteren ist die Einrichtung, welche Fig. 1408 darstellt. Die Walzen dieser Maschine stehen lotrecht. Die aufrechte Aufstellungsweise der Biegemaschinen hat — was hier eingeschaltet werden mag — manche Vorzüge gegenüber der liegenden, insbesondere wenn die zu bearbeitenden Bleche so schwer sind, daß man Kräne zu ihrer Handhabung verwenden muß.[1]) Es läßt sich überdem die stehende Mittelwalze viel leichter ausheben als die liegende. Die

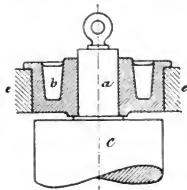


Fig. 1408.

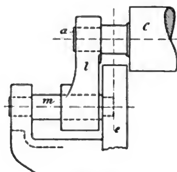


Fig. 1409.

Walze *C* (Fig. 1408) wird unten durch ein Spurlager gestützt. An ihrem oberen Ende sitzt ein gewöhnlicher Zapfen, welcher sich in dem Augen-

[1]) The Engineer, Juli 1881, S. 83, mit Abb. Engineering, Aug. 1881, S. 135, mit Abb. The Engineer, Febr. 1882, S. 115, mit Schaubild. The Iron Age, Febr. 1896, S. 409, mit Schaubild.

lager *b* dreht. Letzteres ist außen kreisrund und steckt in einem Loch des Maschinengestelles *e*, dessen Weite etwas größer ist, als der Walzendurchmesser beträgt. Es kann hiernach *C* ohne weiteres durch den an eine Öse des Zapfens *a* greifenden Kran gehoben und demnächst wieder eingesetzt werden, indem das Lager *b* auf dem Zapfen *a* stecken bleibt.

Fig. 1409 stellt eine Anordnung zum Abnehmen des Lagers *l* von dem Zapfen *a* der Mittelwalze *C* dar, bei welcher das Lager *l* auf einem



Fig. 1410.

Bolzen *m* verschiebbar steckt. Sie bedingt, daß die Zapfen der Walze um die Breite der Gestelle *e* nach außen verlegt werden, so daß die Länge der Walze zwischen ihren Stützpunkten sich vergrößert.

Weiter oben wurde erwähnt, daß die Lagerung der Mittelwalze nachgiebig gemacht werde, wenn die Absicht vorliege, gelegentlich die Bleche ein wenig kegelförmig zu biegen. Sind die Lager entsprechend nachgiebig, so läßt sich ohne Schwierigkeiten eine Einrichtung anschließen.

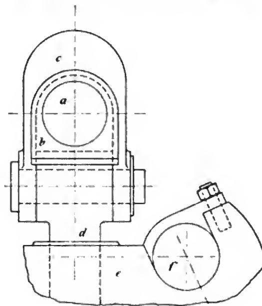


Fig. 1411.

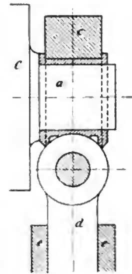


Fig. 1412.

welche das Abziehen des zusammengebogenen Bleches von der liegenden Mittelwalze wesentlich erleichtert. Nach Fig. 1410[1]) ist das Lager *b* der Walze *C* um einen Bolzen drehbar; das andere Lager ist in der Bildfläche bogenförmig, so daß sein Gehäuse *i* um einen Bolzen nach außen geschwenkt und dadurch der zugehörige Walzenzapfen frei gemacht werden kann. Indem nun die Walze *C* mit einem Schwanz *k* versehen ist, kann man mittels einer Schraube *l* nach Beseitigen des rechtsseitigen Lagers die

[1]) Iron, Juli 1890, S. 27, mit Schaubild.

Walze *C* frei schweben lassen, also das zusammengebogene Werkstück von *C* abziehen.

Fig. 1411 und 1412 stellen eine derartige Lagerung in etwas anderer Ausführungsform dar. *C* bezeichnet die Mittelwalze, *a* einen Zapfen derselben. Die Lagerbüchse *b* ruht in einer Schnalle *c*, die mittels runden Bolzens der Schraubenspindel *d* angeschlossen ist. Es kann sonach die Lagerbüchse *b* um den Bolzen schwingen, und es ist nach dem Herausziehen des Bolzens das Lager bequem fortzunehmen.

Die Schraubenspindel *d* ist in dem Gestell *e* gut geführt und das Lager des Zapfens *f* einer der Seitenwalzen ist nur mit einem Staubdeckel versehen, um möglichst freien Raum zu schaffen.

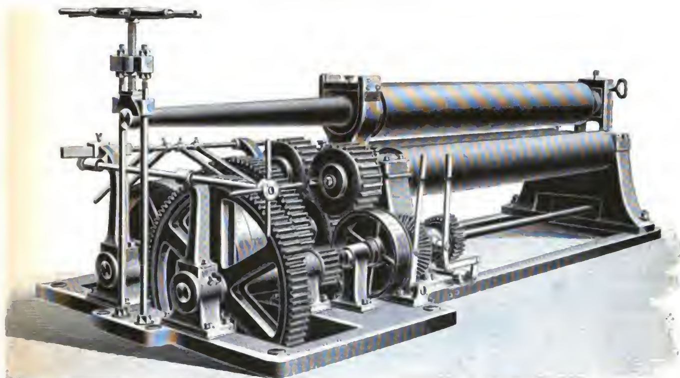


Fig. 1413.

Das Schaubild 1413 zeigt eine ähnlich ausgerüstete Blechbiegemaschine von Habersang & Zinzen. Es sind bei dieser Maschine die Zapfen der Mittelwalze kugelförmig; das rechts belegene Lager wird um einen hinter dem Gestell versteckt liegenden Bolzen der betreffenden Schraubenspindel ausgeschwenkt. Das Kehrgetriebe besteht in Riemenrollen, auf welchen ein offener und ein gekreuzter Riemen verschoben werden (S. 183). Das Heben und Senken der Mittelwalze vermittelt eine im Vordergrunde des Bildes sichtbare, besonders angetriebene Riemenrolle und ein größtenteils verdeckt liegendes Kehrgetriebe. Ein Rahmen nimmt zunächst die beiden Hauptlagerböcke auf und dient ferner zur Stütze der kleineren Lager, des Bockes, in welchem die zum Niederdrücken des Walzenschwanzes dienende Schraube steckt, und des Riemenführers. Letzterer wird durch ein links im Vordergrunde sichtbares Handkreuz betätigt, indem die Welle des letzteren ein in die Verzahnung der Riemenführerstange greifendes Rädchen trägt.

Die Fig. 1414, 1415 und 1416 zeigen genauer eine von Ernst Schieß gebaute Maschine, welche imstande ist, unerwärmte Bleche von 5000 mm Breite bei 12 mm Dicke zu biegen. Die Mittelwalze *C* ist mit ihrem in bezug auf Fig. 1414 rechtsseitigem Zapfen in einem Gehäuse *a* gelagert, welches ein Gelenk mit der Schraubenspindel *d* (Fig. 1415) verbindet. *a* ist am Bock *D* senkrecht geführt; nimmt man aber die Querschiene *b* fort, so läßt sich *a* niederklappen. Das andere Lager von *C* ist in dem oberen Ende des Bockes *D* lotrecht verschiebbar und findet dort sichere Führung. Die Lagerbüchse ist außen kugelförmig. Auf den Schwanz *k* kann mittels der Schraube *l* (Fig. 1414) oder *b* (Fig. 1416) ein Klötzchen niedergedrückt werden, um *C* nach niedergeklapptem *a* in seiner Höhe zu erhalten. Der

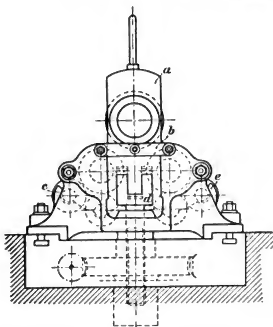


Fig. 1415.

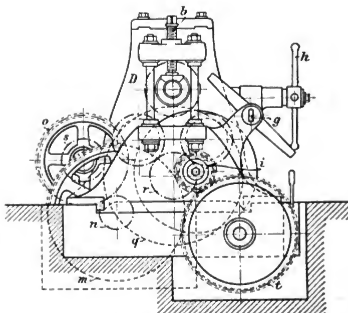
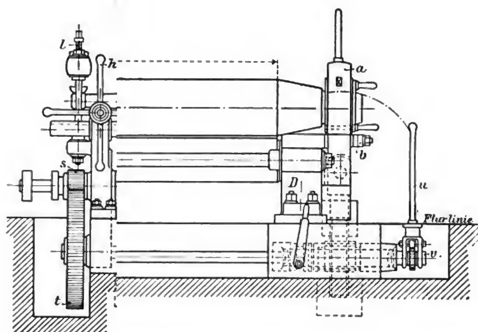
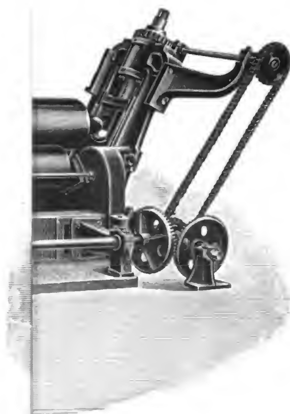


Fig. 1416.

Antrieb erfolgt durch offenen und geschränkten Riemen mittels der Riemenrolle *f*; es wird die Riemenführerstange *g* durch das Handkreuz *h* betätigt. Mit der Welle von *f* ist das Stirnrädchen *i* verbunden; es greift in *m* (Fig. 1414 und 1416), das mit *m* verbundene Rad *n* in *o*, *s* in *q*, und auf der Welle des letzteren Rades sitzt *r*, welches in die beiden an den äußeren Walzen befestigten Zahnräder greift. Die beiden unteren Walzen werden durch Rollen *e* (Fig. 1414 und 1415) gestützt. Dadurch wird die elastische Durchbiegung dieser Walzen und auch die Zapfenreibung gemindert, jedoch nur mit Erfolg, wenn — wie hier der Fall — das Bett *E* sehr kräftig gemacht ist. Die Muttern der beiden zum Verstellen der Mittelwalze *C* dienenden Schraubenspindeln sind Wurmräder. Es stecken die zugehörigen Wurme lose auf ihrer gemeinsamen Welle *v* und werden durch Klauenkupplungen mit ihr verbunden, was aus Fig. 1414 erkannt werden kann. Die Welle *v* wird entweder mittels der Ratsche *u* oder von der gemeinsamen Antriebsrolle *f* aus betätigt. Mit der Welle dieser Riemenrolle ist ein Zahnrad *s* zu kuppeln, welches das auf *v* festsitzende Rad *t* dreht.





Fisc

Fig. 1417 endlich ist das Schaubild einer von L. W. Breuer, Schumacher & Co. gebauten Blechbiegemaschine. Sie biegt 4000 mm breite Bleche bei 25 mm Dicke derselben. Die äußeren Walzen sind 400 mm, die mittlere ist 500 mm dick. Die Maschine wird durch eigene Dampfmaschine angetrieben, deren Kolbendurchmesser 300 mm und Kolbenhub 400 mm betragen. Es ist der Räderantrieb für die Walzen sowohl, als auch derjenige für das Heben und Senken der Mittelwalze auszurücken und mit Kehrgetriebe versehen. Das Heben und Senken der Mittelwalze bewirken Schraubenspindeln, die über den betreffenden Zapfen angebracht sind. Die zugehörigen Muttern sind als Wurmräder ausgebildet, deren Wurme durch Bandketten von den unten liegenden Antriebswellen aus betätigt werden. Behufs Abziehens zusammengebogener Bleche wird, wie mehrfach beschrieben, der Schwanz der Mittelwalze niedergedrückt und der rechtsseitige Lagerbock der mittleren Walze ganz niedergeklappt. Die äußeren Walzen werden durch Rollen gestützt.

Es ist in zwei Beispielen (Fig. 1414 und 1417) angegeben, daß die äußeren Walzen durch Rollen gestützt werden. Es kommt nun auch vor, daß der Mittelwalze eine ebensolche Stützung zuteil wird,[1]) zu welchem Zweck ein schwerer Balken über der Mittelwalze anzubringen ist. Solche Maschinen eignen sich nun nicht für das Zusammenbiegen von Blechen (z. B. für Flammröhren), da der Querbalken im Wege ist.

Sollen röhrenartige Gebilde mit kleinem Krümmungshalbmesser erzeugt werden, so kann das mittels der Tweddelschen Maschine (Fig. 1395) geschehen, indem man (nach Fig. 1418) einen Dorn *d* einlegt, oder diesen Dorn *d* als Walze ausbildet und (nach Fig. 1419, linke Hälfte) mit vier entsprechend dicken Walzen *A* umgibt, oder endlich (nach Fig. 1419, rechte Hälfte) vier kleinere Walzen *B* anwendet, welche durch Rollen *R* gestützt werden. Es muß alsdann die erste Biegung durch Nähern zweier der Walzen *A* oder *B* gegen *d* stattfinden, während die beiden andern Walzen nur stützen.

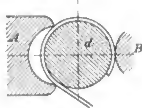


Fig. 1418.

Es sind Vorschläge gemacht, nach denen das Ändern des Walzenabstandes rascher vollzogen werden soll, als bei den hier beschriebenen Maschinen möglich ist, indem man hierfür statt der Schrauben durch Druckwasser betätigte Kolben[2]) oder Hebel[3]) verwendet; die mir bekannt gewordenen Ausführungsformen scheinen, um zu befriedigen, noch weiterer Ausbildung zu bedürfen.

Zum Biegen stabartiger Werkstücke — Rund- und Flacheisen, Eisenbahnschienen und dgl. — genügen kurze Walzen; im übrigen kommen die bisher erörterten Gesichtspunkte in Frage.[4]) Um den Druck der Walzen unter möglichster Schonung der Werkstücke auf diese zu übertragen, paßt man den Längsschnitt der Walzen dem Querschnitt der Werkstücke möglichst genau an.

[1]) Engineering, April 1897, S. 538, mit Schaubild.
[2]) The Iron Age, März 1895, S. 538, mit Abb. Z 1895, S. 1374, mit Abb.
[3]) The Iron Age, März 1891, S. 433, mit Schaubild; 1895, S. 1231, mit Schaubild. Z. 1896, S. 550, mit Abb.
[4]) Reifen: Dingl. polyt. Journ. 1832, Bd. 44, S. 272, mit Abb.; 1882, Bd. 243, S. 372, mit Abb. The Engineer, Mai 1882, S. 344, mit Abb. Schienen: Engineering, März 1887, S. 251, mit Schaubild.

Fig. 1420 stellt eine einfache tragbare Biegemaschine für Schienen dar, welche von L. W. Breuer, Schumacher & Co. gebaut wird. Die beiden äußeren Walzen oder Rollen sind mit festen Lagern versehen, die Lager der mittleren sind durch Schraube zu verstellen. Der Betrieb erfolgt durch ein Handkreuz.

Wenn die Halbmesser der Walzen oder Rollen infolge Anpassens der letzteren an die Querschnitte der zu biegenden Werkstücke sehr verschieden werden, so stellen sich erhebliche Reibungsverluste ein, indem zwischen Werkstücken und Rollenflächen starkes Gleiten stattfinden muß. Man zerlegt in solchen Fällen diejenigen Rollen, welche nicht angetrieben werden

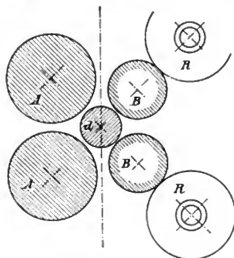


Fig. 1419.

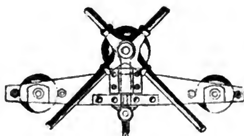


Fig. 1420.

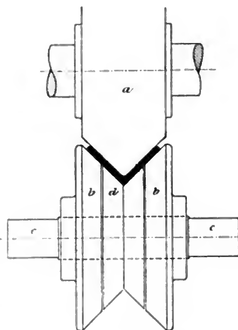


Fig. 1421.

— selten auch die angetriebenen — so, daß die einzelnen Teile sich unabhängig voneinander drehen können (vgl. S. 725). Fig. 1421 stellt ein derartiges Beispiel dar für den Fall, daß Winkeleisen in ihrer Mittelebene gebogen werden sollen. *a* bezeichnet die angetriebene Mittelrolle, *b* und *d* sind Stützrollen. Es dreht sich nun *d* lose um den Bolzen *c*, während die beiden Rollen *b* auf *c* festsitzen und sich mit diesem Bolzen drehen.

Gegenüber der mittleren Rolle findet das Biegen statt; deshalb muß an dieser Stelle eine Änderung der Querschnittsgestalt des Werkstücks verhütet werden. Das ergibt sich bei dem Biegen von Winkeleisen in seiner Mittelebene von selbst, wenn der Rücken des Winkeleisens von der Mittelwalze getroffen wird. Dagegen ist ein Aufklappen des Winkeleisens zu befürchten, wenn (nach Fig. 1421) die mittlere Rolle gegen die Höhlung des

Winkeleisens drückt. Es ist dann wenigstens zweckmäßig, der Mittelwalze gegenüber eine Stützrolle anzubringen, welche den Seitenrollen gleichen kann, also z. B. aus den Teilen *b* und *d* besteht.

Bei dem Biegen des Winkeleisens in der Ebene eines seiner Schenkel

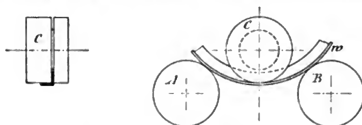


Fig. 1422.

ist Ähnliches zu beachten. Findet das Biegen so statt, daß die Mittelrolle *C* den in der Biegungsebene fallenden Schenkel des Werkstücks *w* (Fig. 1422) zu stützen vermag, so genügen die drei Rollen *A*, *B* und *C*; die entgegen-

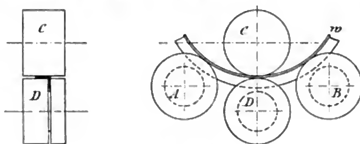


Fig. 1423.

gesetzte Biegung erfordert aber eine vierte Rolle *D* (Fig. 1423), um das Auf- oder Zusammenklappen des Winkels zu verhüten.[1]) Bei T, I und anderen Formeisen liegen ähnliche Umstände vor.

Es sollen die in den Walzenfurchen steckenden Schenkel hier möglichst keinen Spielraum haben, so daß beträchtliche Reibungsverluste, auch wohl Betriebsstörungen eintreten können. Um das zu vermeiden, verwendet man für den vorliegenden Zweck wohl seitlich liegende Rollen, z. B. nach Fig. 1424. Andere Beispiele finden sich an unten verzeichneter Stelle.[2]) Es werden die zur Stützung der Werkstückschenkel bestimmten Walzenfurchen auch nachstellbar gemacht. Fig. 1425 stellt z. B. eine Walze einer Winkeleisenbiegmaschine dar.[3]) *a* ist die Spindel

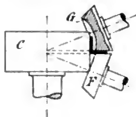


Fig. 1424.

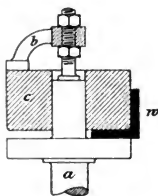


Fig. 1425.

---

[1]) Vgl. auch Froriep, D.R.P. No. 83045. Dingl. polyt. Journ. 1897, Bd. 303, S. 37, mit Abb.

[2]) Prakt. Masch-Konstr. 1898, S. 163, mit Abb. Breuer, Schumacher & Co., D.R.P. No. 60549.

[3]) The Engineer, Aug. 1885, S. 103, mit Schaubild. Z. 1886, S. 453, mit Abb.

der Walze oder Rolle *c*; letztere kann man auf der Spindel *a* verschieben, so daß der Spalt für den Schenkel des Werkstücks *w* genau eingestellt werden kann. Wegen der Kürze der Walze ist zulässig, die Spindel *a* fliegend zu lagern, so daß nicht allein das Abheben zusammengebogener Ringe rasch erfolgen kann, sondern auch, nach Bedarf, das Auswechseln der Rolle *c* mit Bügel *b*.

Für Reifenbiegemaschinen ist die lotrechte Lage der Walzenachsen beliebt, und zwar in Verbindung mit einem Tisch, auf den sich der in Bildung begriffene Reifen stützt.

Fig. 1426 ist beispielsweise ein Lichtbild einer solchen Biegemaschine,

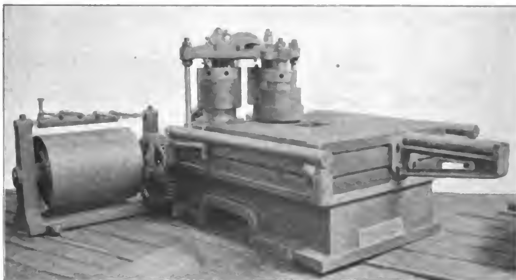


Fig. 1426.

wie sie von L. W. Breuer, Schumacher & Co. gebaut wird. Links sieht man in dem Bilde die Antriebsrollen; ein offener und ein gekreuzter Riemen vermitteln den Kehrbetrieb. Es sind die Walzen zweiseitig gelagert; das obere Lager der Mittelwalze ist aufklappbar, um zusammengebogene Ringe wegnehmen zu können. Es werden die beiden äußeren Walzen angetrieben, während die mittlere verstellbar ist. Der Tisch ist so kräftig gehalten, daß etwa erforderliches Nachrichten auf ihm stattfinden kann. Seitwärts vom Tisch sind lange Rollen gelagert, welche größere Werkstücke während des Biegens stützen.

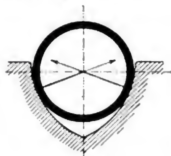


Fig. 1427.

Es sind auch Maschinen gebaut, welche den Winkel der Winkeleisen — z. B. für Zwecke des Schiffsbaues — in bestimmtem Grade ändern.[1])

Auch zum Biegen der Röhren benutzt man Walzen. Die betreffenden Maschinen unterscheiden sich von den bisher beschriebenen nur durch die Mittel, welche eine Querschnittsänderung der Röhren zu hindern haben. Für manche Fälle sichert man sich gegen ein Zusammenklappen der Röhren-

[1]) Iron. Okt. 1885, S. 391; The Engineer. Nov. 1885, S. 393; Z. 1886, S. 453, sämtlich mit Abb.

wandung durch Ausfüllen der Röhren oder durch Einschieben biegsamer Dorne;[1]) das regelmäßige und für dickwandige Röhren ausreichende Schutzmittel besteht in geeigneter Stützung der Röhren an ihrer Außenseite (vergl. S. 726). Die in Biegung begriffene Röhre versucht quer zur Druckrichtung breiter zu werden. Demnach sollte in der Richtung des quer zum Druck liegenden Durchmessers von außen ein entsprechender Seitendruck ausgeübt werden. Das ist wegen Ungenauigkeiten der Werkstücke nicht gut durchzuführen, weshalb man den Rillen der Walzen nicht halbrunden, sondern (nach Fig. 1427) spitzbogenartigen Querschnitt gibt. Es weichen dann die Richtungen der von außen wirkenden Drücke zwar vom Durchmesser etwas ab, dagegen stören kleine Ungenauigkeiten der Röhren nicht.

D. Richtmaschinen.

Es ist zunächst zu unterscheiden zwischen den Richtmaschinen für stabförmige Werkstücke und solchen für Bleche.

a) Richtmaschine für Walzeisen.

Das Richten dieser stabförmigen Werkstücke besteht lediglich im Beseitigen von Biegungen durch Biegen in entgegengesetzter Richtung; dazu dienen Maschinen, welche ebenso wirken, wie S. 720 angegeben ist. Insbesondere ist die durch Fig. 1377 angegebene Wirkungsweise die gebräuchliche. Die mittlere Angriffsfläche ist tätig, während die beiden äußeren stützen; der Antrieb für die tätige Fläche ist mit den stützenden Flächen durch ein bügelartiges oder torartiges Gestell verbunden.

Da diese Maschinen nur biegend wirken, so gilt von ihnen im allgemeinen das bereits oben von den Biegemaschinen Gesagte. Es ist die erforderliche Kraft ebenso zu berechnen, und es sind gleiche Maßnahmen zu treffen, um eigenmächtige Querschnittsänderungen der Werkstücke zu hindern (S. 742—744). Die Gestelle sind denen der Durchschnitte und Scheren (S. 567 und folgende) nahe verwandt.

Die Arbeitsweisen sind folgende: Man läßt den Schlitten, welcher die tätige Fläche, den Stempel enthält, eine größere Hubzahl (20 bis 30 minutlich) machen und benutzt von diesen Hüben nur einen Teil (vgl. S. 557 u. 558), oder man läßt den Schlitten eine erheblich kleinere Zahl von regelmäßig aufeinander folgenden Spielen machen und benutzt jedes Spiel, oder endlich, man betätigt den Schlitten je für die einzelne Biegung.

Die beiden ersteren Verfahren eignen sich für Kurbelantrieb. Es beträgt der Kurbelhub 20 bis 30 mm. Der mit dem Schlitten verbundene Stempel ist einstellbar, oder man regelt den Grad des Biegens durch Zwischenlegen verschieden dicker Flacheisenstücke. Wenn der Schlitten rasch bewegt wird, so ist eine Ausrückvorrichtung nötig, um den Stempel sofort in Stillstand zu bringen (vgl. S. 557 bis 562).

Fig. 1143 und 1144, S. 575, stellen eine solche zum Richten von Schienen, aber auch als Durchschnitt verwendbare Maschine, welche von Ernst Schieß gebaut ist, in zwei Ansichten dar. Es dienen die Aufspannuten der Schlitten zum Befestigen der Druckstempel, die am Gestell befindlichen zum Anbringen der Stützflächen. Hiermit verwandte Richt

[1]) Dingl. polyt. Journ. 1876, Bd. 221, S. 202, mit Abb.; 1886, Bd. 262, S. 252.

maschinen findet man in den Quellen.[1]) Bei der dritten Gruppe der vorliegenden Maschinen findet die Betätigung des Biegestempels durch eine Schraube[2]) oder Wasserdruck[3]) statt. Fig. 1428 stellt beispielsweise eine

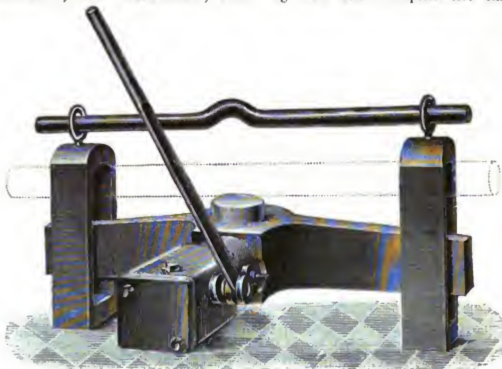


Fig. 1428.

tragbare, für das Richten von Wellen bestimmte Maschine dar, welche von L. W. Breuer, Schumacher & Co. gebaut wird. Ein aus Stahl geschmie-



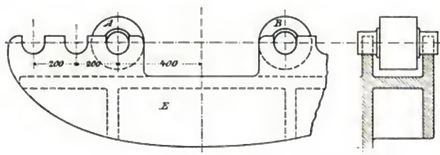


Fig. 1429.

deter Balken enthält in seiner Mitte eine Druckwasserpresse, deren Kolben den Biegestempel darstellt, auf seine Enden sind Ösen geschoben, in die

[1]) Für Schienen: Prakt. Masch.-Konstr. 1883, S. 146, mit Abb. Für schwere Werkstücke: Dingl. polyt. Journ. 1878, bd. 230, S. 19, mit Abb. Für Wellen bzw. Rundeisen: Z. f. W., Nov. 1899, S. 67, mit Schaubild.

[2]) Liegend mit Handbetrieb: Z. 1867, S. 81, mit Abb.; 1886, S. 570, mit Abb. Liegend für schwere Eisen: Dingl. polyt. Journ. 1873, Bd. 210, S. 92, mit Abb.; 1877, Bd. 224, S. 368, mit Abb.

[3]) Für Wellen mit der Ankörnmaschine verbunden: Dingl. polyt. Journ. 1886, Bd. 262, S. 110, mit Abb.; 1887, Bd. 266, S. 266, mit Abb.

sich das — punktiert gezeichnete — Werkstück legt. Seitwärts, im Vordergrunde des Bildes sichtbar, ist an den Balken eine Handpreßpumpe geschraubt. Mit Hilfe einer Stange, welche die Ösen und damit den Balken trägt, kann die Maschine an einen Kran gehängt werden. Es werden folgende Verhältnisse angegeben:

Größter Durchmesser der Wellen	75 mm	100 mm	125 mm
Durchmesser des Mönchs	90 mm	125 mm	165 mm
Größter Abstand der Ösenmitten	710 mm	710 mm	710 mm

Aus dem Abstande der Ösenmitten ergibt sich die Länge, auf welche — von den Enden des Werkstücks ausgehend — ein Richten nicht stattfinden kann. Für kleinere Durchmesser der Werkstücke als die angegebenen kann man die Ösen der Balkenmitte näher bringen, also die Längen, welche nicht gerichtet werden können, kleiner machen.

Um die Biegestellen bequem fortrücken zu können, setzt man die Richtmaschine zuweilen auf Räder und fährt sie dem Werkstück entlang[1]) oder verschiebt das Werkstück auf geeignet angebrachten Rollen. Für stehende Richtmaschinen sind diese Rollen gleichzeitig die Biegestützrollen. Wie aus Fig. 1429 zu ersehen ist, liegen die Stützrollen *A* und *B* mit ihren Zapfen in offenen Lagern des Balkens *E*, so daß man sie verschieden weit von der Mitte der Maschine, in welcher der Stempel *C* spielt, einlegen kann.

Das Richten längerer Stangen erfordert eine große Zahl von Biegungen, welche rascher und gleichförmiger durch Walzen als durch Einzelstöße des Biegestempels hervorgebracht werden können. Fig. 1430 bis 1432 zeigen eine durch Walzen wirkende Winkeleisenrichtmaschine von Wagner & Co.[2])

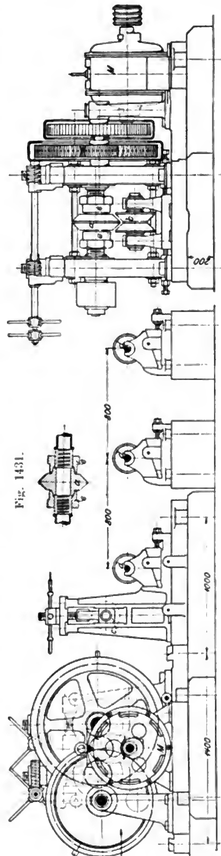


Fig. 1432.

Fig. 1431.

Fig. 1430.

[1]) Letzte Quellen.
[2]) Z. 1902, S. 1391, mit Abb.

Ein 15pferdiger Elektromotor *M*, dessen Welle sich minutlich 960mal dreht, treibt unter Vermittlung von Rädervorgelegen die beiden oberen Richtrollen *a* so an, daß die Geschwindigkeit der durch die Maschine geführten Werkstücke etwa 0,5 m/sek beträgt. Die unter den Rollen *a* belegenen drei Richtrollen *b* drehen sich lose in ihren Lagern. Die oberen Rollen sind durch Schrauben, deren Muttern Wurmräder sind, in lotrechter Richtung zu verstellen. Die Werkstücke gelangen, nachdem sie zwischen *a* und *b* hindurchgegangen sind, unter die Rolle *c* und über die Rollen *d*, die sämtlich in lotrechter Richtung eingestellt werden können. Es sind aber, wie Fig. 1432 ergibt, die Rollen *b*, *c* und *d* auch in deren Achsenrichtung einzustellen. Die Befestigungsweise der Rollen *a* auf ihren Achsen geschieht nach Fig. 1431 durch zwei Muttern *e*, welche die kegelförmigen Naben der Rollen umfassen. Es sind die Rollen *a*, um sie bequem auswechseln zu können, zweiteilig gemacht, weshalb die Muttern *e* die beiden Hälften zusammenpressen müssen.

Zum Geraderichten von Wellen hat man die folgende Einrichtung vorgeschlagen.[1]) Das Werkstück *w* (Fig. 1433—1434) wird durch zwei Rollenpaare *r* gestützt, welchen gegenüber ein drittes Rollenpaar *o* angebracht

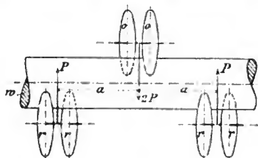


Fig. 1433.

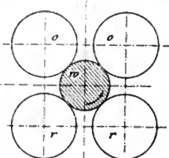


Fig. 1434.

ist. Diese drei Rollenpaare sind gegensätzlich so einzustellen, daß ein gerades Werkstück *w* nur elastisch gebogen wird, ein krummes aber, sobald die Rollen *o o* gegen den Rücken der Krümmung sich legen, bleibende Biegung erfährt, und zwar der geraden Gestalt entgegengeführt wird. *w* wird gegenüber den Rollenpaaren gedreht, und da die Achsen der Rollen *r* und *o* windschief zur Längsachse des Werkstücks liegen, also die Rollen bestrebt sind, auf dem Werkstück *w* Schraubenlinien zu beschreiben, gegensätzlich zu den Rollen *o* und *r* verschoben. Die in den Abständen *a* angreifenden Kräfte *P* und 2 *P* treffen daher in der Halbmesserrichtung etwa auf jede Stelle des Werkstücks bis auf die Länge *a* an den Enden des letzteren. Sie biegen dabei jede vorhandene Krümmung des Werkstücks zurück, so daß in einem Durchgang das irgendwie gekrümmte Werkstück gerade wird. Es gelingt nicht oft, die Rollenpaare so einzustellen, daß dieses Ziel sofort erreicht wird. Finden sich nach dem Durchgang des Werkstücks noch Krümmungsreste, so stellt man die Rollen neu ein und kehrt die Drehrichtung um, so daß ein zweiter Durchgang, nach Umständen ein dritter, die Arbeit vollendet. Die Geschwindigkeit des gegensätzlichen Fortschreitens

[1]) Iron, Febr. 1887, S. 116, mit Schaubild. American Machinist, 1. Okt. 1890, mit Schaubild. Z. 1891, S. 1241, mit Abb. Z. f. W., Nov. 1899, S. 67, mit Schaubild.

wird durch Ändern der Schräglagen der Rollenpaare gegenüber der Werkstückachse geregelt. Man kann nun das Werkstück antreiben, während die auf einem Wagen angebrachten Rollen sich an ihm entlang bewegen oder den Ort der Rollen unverändert lassen, so daß das Werkstück sich verschiebt. Manche geben den Rollen schweinsrückenartigen Querschnitt, damit diese den am Werkstück befindlichen Zunder zerbröckeln. Manche machen die Rollen einfach walzenförmig, um die Außenfläche des Werkstücks zu schonen.

b) Richtmaschinen für Bleche

nennt man häufig Blechspannmaschinen, besser Blechentspannmaschinen, weil sie ungleiche Spannungen der Bleche ausgleichen sollen.[1]) Wenn durch ungleichmäßiges Abkühlen oder infolge anderer Vorgänge in dünneren Blechen Spannungen zurückbleiben, so bringen dieselben flache Buckel oder seichte Mulden hervor. Man muß, um das Blech in eine Ebene zu legen, die zu kurzen Stellen strecken oder die zu langen stauchen oder beides gleichzeitig vornehmen. Das geschieht mittels Treibhammers, rascher aber mit Hilfe der vorliegenden Maschinen, und zwar auf folgende Weise:

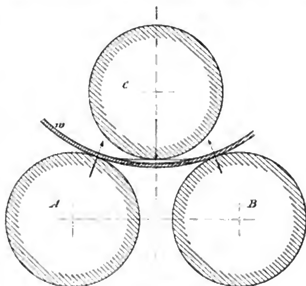


Fig. 1435.

In Fig. 1435 bezeichnen A, B und C die drei Walzen einer gewöhnlichen Blechbiegemaschine, w das zwischen ihnen liegende Werkstück. Es befindet sich im Blech eine nach oben gerichtete Beule, welche (nach der Figur) zurzeit unter C gekommen ist. Man sieht nun, daß der gesamte, von C nach unten gerichtete Druck auf der Beule ruht, so daß versucht wird, das Blech stärker durchzubiegen, als die gegensätzliche Lage der Walzen A, B und C an sich verlangt. Man erkennt ferner aus dem Bilde, daß die durch das Biegen im Blech hervorgerufene Druckspannung zum großen Teil von dem die Beule bildenden Blech aufgenommen werden muß, während fast die ganze Dicke des unter der Mitte von C liegenden, außerhalb der Beule befindlichen Bleches auf Zug beansprucht wird. Letzteres wird demgemäß gestreckt, während das die Beule bildende Blech Stauchung erfährt, also im ganzen die Höhe der Beule abnimmt und nach wiederholter gleicher Behandlung verschwindet. Die auf der anderen Seite des Bleches befindlichen Beulen müssen natürlich entgegengesetzt gebogen werden, so daß, wenn man eine gewöhnliche Blechbiegemaschine für die vorliegende Arbeit verwendet, wiederholtes Umstecken des Werkstücks notwendig ist.

[1]) Herm. Fischer, Allgem. Grundsätze und Mittel des mechanischen Aufbereitens, Leipzig 1888, S. 308.

Fig. 1436.

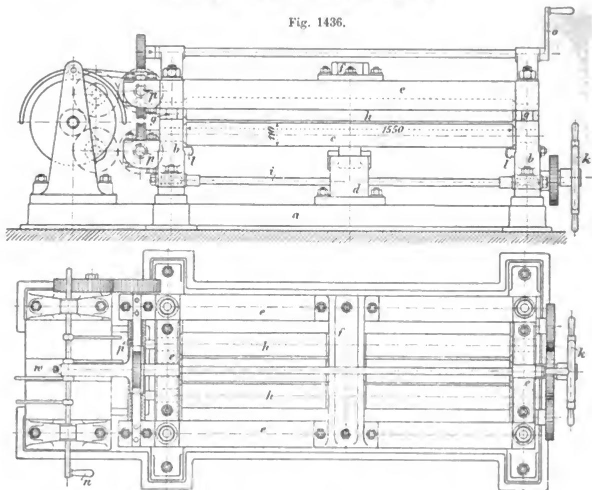


Fig. 1437.

Man kommt rascher zum Ziele, wenn man eine größere Walzenzahl verwendet, um bei jedem Durchgange des Werkstückes sowohl nach unten als auch nach oben gerichtete Biegungen zu erzielen und die Zahl der Biegungen zu vergrößern.[1]) Fig. 1436, 1437 und 1438 stellen eine Ausführungsform solcher Maschinen dar, nach welcher L. W. Breuer, Schumacher & Co. bauen. Auf einem kräftigen Grundrahmen *a* sind zwei niedrige Böcke *b* befestigt, in welchen sich die Lager von vier Walzen *c* befinden; zwischen diesen Böcken *b* befindet sich noch der Bock *d* (Fig. 1436) der vier Tragrollen für die Walzen *c* enthält. Über diesem Walzenfelde sind drei Walzen *h*

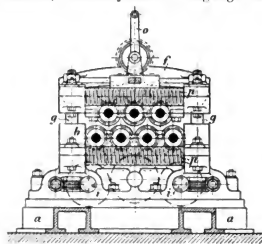


Fig. 1438.

[1]) Mitteilungen des Gewerbevereins für Hannover 1864. S. 132, mit Abb. Dingl. polyt. Journ. 1880, Bd. 236, S. 460, mit Abb. Z. 1882, S. 94, mit Abb. Prakt. Masch.-Konstr. 1882, S. 61, mit Abb.; 1883, S. 266, mit Abb.

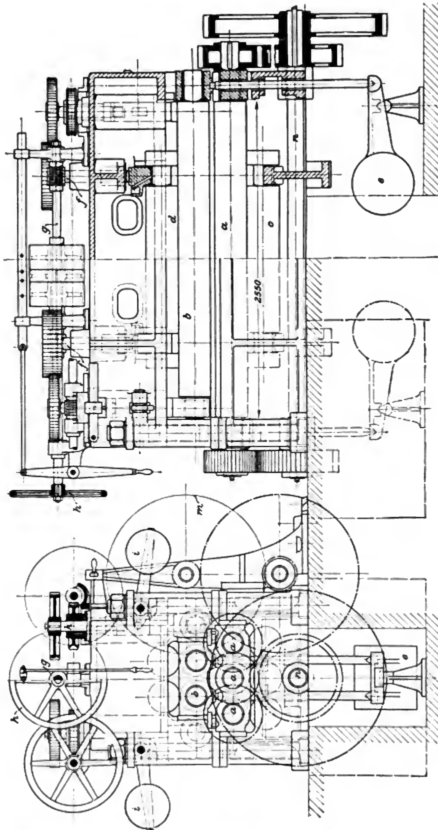


Fig. 1440.

Fig. 1439.

in dem Rahmen *e* gelagert; der Querbalken *f* dieses Rahmens enthält Stützrollen für die Walzen *h*. Der Rahmen *e* sitzt fest an vier Bolzen *g*, welche

in *b* genau geführt werden, unten Gewinde enthalten und durch mit Muttergewinde versehene Wurmräder nach oben oder unten verschoben werden können. Die zugehörigen Wurme sitzen paarweise auf Wellen *i*, die mittels des Spillrades *k* gemeinsam gedreht werden, so daß der Rahmen *e* mit den oberen Walzen *h* sich genau gleichförmig hebt bzw. senkt. Die Lagerschalen der unteren Walzen *c* sind mit Hilfe der Keile *l* in lotrechter Richtung ein wenig zu verstellen.

Der Antrieb der Maschine erfolgt von der mit ihrer Welle fest verbundenen Riemenrolle *w* aus durch offenen und gekreuzten Riemen. Neben *w* befinden sich doppelt breite lose Rollen, und der gemeinsame Riemenführer wird entweder durch die Handhabe *n* (Fig. 1437) oder — unter Vermittlung einer Zahnstange, in welche ein Rad greift, und der Welle des letzteren — durch die Handkurbel *o* betätigt. Von der Welle der Riemrolle *w* aus werden durch Zahnräder die beiden Schrauben *p* betätigt, und diese greifen in an den Zapfen von *c* und *h* festsitzende Wurmräder.

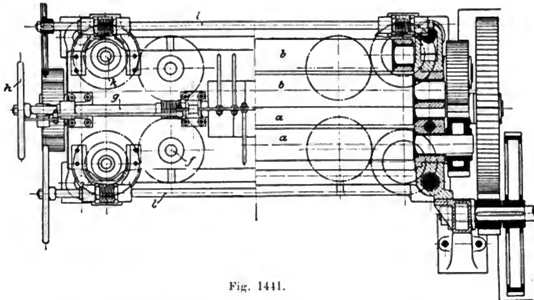


Fig. 1441.

Etwas anders ist die Richtmaschine für schwere Bleche der Maschinenfabrik Sack (Fig. 1439 bis 1441) gebaut.[1]) Drei untere Walzen *a* ruhen mit ihren Zapfen in Lagern, werden aber außerdem durch Tragwalzen *c* gestützt. Über den Walzen *a* sind vier Walzen *b* gelagert, und zwar die inneren in gemeinsam lotrecht verschiebbaren Lagern, die durch Gegengewichte *e* gehoben werden, sobald die Druckschrauben *f* solches zulassen. Über den beiden inneren Walzen *b* liegen die beiden kürzeren Stützwalzen *d* mit gemeinsamen Lagerkörpern, auf welche die unteren Enden der Schrauben *f* drücken. Es sind vier solcher Schrauben *f* vorhanden, welche teils rechtsgängiges, teils linksgängiges Gewinde haben und mit breiten, schrägzähnigen Rädern versehen sind, in die auf gemeisamer Welle *g* sitzende Wurme greifen, so daß die Schrauben *f* in genau gleicher Weise verschoben werden und zwar durch eine auf der Welle *g* sitzende Riemenrolle oder das Handrad *h*. Die beiden äußeren Walzen *b* werden nur durch

[1]) Z. 1902, S. 1391, mit Abb.

ihre Zapfen gestützt. Diese stecken in lotrecht verschiebbaren, durch Gewichte *i* zu hebenden Lagern, die durch Schrauben *k* nach unten gedrückt werden können. Es sitzen nun an *k* Räder, welche mit den auf *f* befestigten in Eingriff stehen (Fig. 1441), so daß erstere in gleichem Grade gedreht werden wie letztere. Die Muttern von *k* sind aber drehbar, und zwar durch Wurme und Wurmwellen *l*, so daß man den äußeren Walzen nach Bedarf eine andere Höhenlage geben kann als den inneren. Der Antrieb findet durch offene oder gekreuzte Riemen statt, die nach Bedarf auf die Riemenrolle *m* geschoben werden. Durch Räderübersetzung wird zunächst die Welle *n*, und von dieser an der einen Maschinenseite die beiden äußeren, an der anderen Maschinenseite die innere Walze *a* angetrieben. Die Arbeitsgeschwindigkeit ist zu 1 m/sek. angegeben.

VI. Krämp- und Kümpelmaschinen.

A. Arbeitsvorgänge, Werkzeuge und erforderliche Kräfte.

Unter Krämpen versteht man die Bildung eines ebenen Randes an einer trommelförmigen oder kegelförmigen Fläche. Es umfaßt ein Biegen in einer Richtung und quer gegen diese ein Strecken, wenn — wie in der Regel — die Krämpe nach außen gerichtet ist. Wird dagegen die Krämpe auf die Innenseite des Bleches gelegt, so erfährt der Rand gleichzeitig mit dem Biegen eine Verkürzung, die rechtwinklig zur Biegungsebene liegt.

Mit dem Wort Kümpeln bezeichnet man in erster Linie das Aufbiegen des Blechrandes in seiner ganzen Ausdehnung, so daß eine gefäßartige Gestalt, ein „Kump", entsteht. Man benutzt aber das Wort auch für das Aufbiegen nur eines Teiles des Blechrandes, wenn dieses kein reines Biegen ist, sondern Stauchen oder Strecken sich mit dem Biegen paart. Das Krämpen wie das Kümpeln setzt — wegen der großen Verschiebungen, welche diese Arbeiten erfordern — starke Erhitzung der Bleche voraus.

Man kann die vorliegenden Arbeiten stückweise ausführen, indem ein Teil der Krämpe oder des Kümpelrandes fertig gemacht wird, während die benachbarten Randteile des Bleches ihre ursprüngliche Gestalt beibehalten, dann ein zweites, neben dem ersteren liegendes Stück bearbeitet wird usw. Bei diesem Verfahren wird die Bildsamkeit des Bleches in hohem Grade in Anspruch genommen, indem zwischen der in Arbeit befindlichen Stelle und der benachbarten, welche zunächst noch keine Umgestaltung erfährt, erhebliches Strecken eintreten muß, dem, wenn die folgende Stelle bearbeitet wird, Stauchen folgt. Zwei andere Arbeitsverfahren sind schonender: man krämpt oder kümpelt jede einzelne Stelle der Reihe nach nur wenig, dann in einem zweiten Gange mehr und so fort, bis die Umgestaltung vollzogen ist, oder man bringt die neue Gestalt im ganzen Umfange gleichzeitig hervor.

Das letztgenannte Verfahren wird, soweit mir bekannt, nur zum Kümpeln verwendet. Nach Fig. 1442 wird das zu kümpelnde Blech zwischen zwei Platten *B* und *C* gespannt und dann durch den Ring *A* geschoben; die gestrichelt gezeichneten Linien stellen das fertige Werkstück dar. Die betreffende Maschine kann so eingerichtet sein, daß *C* am Kopf

einer Wasserdruckpresse festsitzt, *B* auf einem durch Wasserdruck zu hebenden Mönch, und *A* auf einem zweiten größeren Mönch befestigt ist. Man schiebt dann das glühende Blech zwischen *B* und *C*, klemmt es fest und läßt darauf *A* sich heben, bis der untere Rand von *A* über dem oberen Rand des Werkstücks sich befindet. Werden dann *B* und *A* rasch genug zurückgezogen, so gelingt, das gekümpelte Blech von *C* abzuziehen, so daß es fortgenommen werden kann.[1]) Es läßt sich aber auch der Ring *A* an der Maschine befestigen, während *B* und *C* (Fig. 1442) durch Wasserdruckkolben betätigt werden.[2]) Wenn die Blechplatte innerhalb des gekümpelten Randes eine gewölbte Gestalt haben soll, so ist nur nötig, *C* und *B* entsprechend zu wölben und so stark gegeneinander zu drücken, daß das Blech durch Stanzen in diese Gestalt übergeführt wird.

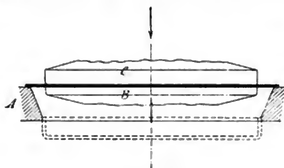


Fig. 1442.

Die Kümpelmaschine wird weniger einfach, wenn innerhalb des zu kümpelnden äußeren Randes Ränder von Löchern gekümpelt werden sollen. In Fig. 1443 links hat der Ring *A* dazu gedient, das zwischen *B* und *C* mit Wölbung versehene und weiter festgehaltene Blech am äußeren Rande zu kümpeln. In *C* sind Stempel *D* verschiebbar, und diesen gegenüber befinden sich in *B* Öffnungen, so daß nach Fig. 1443 rechts durch Heben von *D* die Ränder der vorher angebrachten Löcher gekümpelt werden. Fig. 1444 stellt dasselbe Verfahren dar, wenn beide Kümpelungen auf der gleichen Blechseite sich befinden sollen. Man bemerkt aber noch eine Abweichung gegenüber Fig. 1443, indem in Fig. 1444 gegenüber von *D* Gegenstempel *E* angebracht sind, die nur mit Widerstreben ausweichen, sobald *D* vordringt, so daß *D* und *E* die kümpelnden Innenränder nachgiebig festhalten. Diese Einrichtung wird ebenso für die vorige wie für die durch Fig. 1444 dargestellte Kümpelung verwendet.

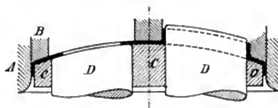


Fig. 1443.

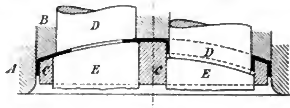


Fig. 1444.

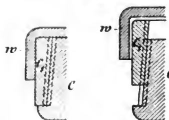


Fig. 1445. Fig. 1446.

Das Abstreifen der Kümpelung von den Stempeln *D* gelingt ohne weiteres, wenn man letztere früh genug durch die Öffnungen von *C* bzw.

[1]) Vgl. Tweddel, Revue industrielle, Sept. 1881, S. 353, mit Abb.

[2]) The Engineer, März 1880, S. 173, mit Abb. Dingl. polyt. Journ. 1880, Bd. 237, S. 267, mit Abb.

B zurückzieht bzw. *C* nach oben oder *B* nach unten schiebt, während die Stempel *D* ihren Ort beibehalten. Weniger sicher gelingt das Abstreifen der äußeren Kümpelung von dem scheibenförmigen Stempel *C*, indem der durch Abkühlen kleiner werdende Rand sich sehr fest gegen *C* legt. Man macht deshalb wohl den Stempel *C* äußerlich kegelförmig (Fig. 1445) und umkleidet ihn mit Ringstücken C_1, welche durch schwalbenschwanzförmige Leisten oder dgl. an *C* verschieblich festgehalten werden. Durch das Zurückziehen des Körpers *C* wird (nach Fig. 1446) den Ringstücken C_1 Gelegenheit gegeben, sich so weit nach innen zu bewegen, daß ihre Ablösung vom Werkstück *w* anstandslos stattfindet.

Das andere früher angedeutete Verfahren, nämlich die allmähliche Umgestaltung, wird für das Krämpen in folgender Weise angewendet. Gegen das sich drehende trommelförmige Werkstück *w* (Fig. 1447) legt sich einerseits die Stützrolle *A*, anderseits die Rolle *B*, welche nach jeder Drehung des Werkstücks gegen dieses etwas vorgeschoben wird, bis schließlich die

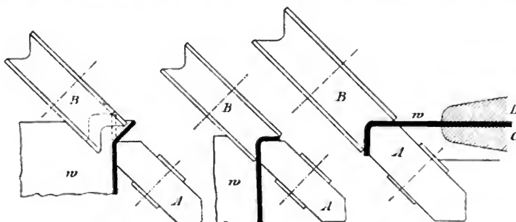


Fig. 1447. Fig. 1448. Fig. 1449.

durch Fig. 1448 dargestellte gegensätzliche Lage der Rollen *A* und *B* eintritt und in diesen die Krämpung vollendet wird.[1]) Dieses Verfahren dürfte nur für geschweißte Kesselröhren brauchbar sein, weshalb ich mich hinsichtlich der Maschinen mit der Anziehung von Quellen begnüge.

Für das Kümpeln von Kesselböden, die im übrigen eben bleiben, läßt sich (nach Fig. 1449) dasselbe Verfahren anwenden. Das Werkstück *w* ist zwischen zwei ebene Platten *C* und *D* geklemmt und wird durch diese umgedreht; die Rolle *A* stützt das Blech und die Rolle *B* rückt nach jeder Drehung von *w* um einen gewissen Betrag vor, bis die in Fig. 1449 gezeichnete Lage erreicht ist. Man kann auch die Stützrolle *A* dadurch entbehrlich machen, daß man *C* den Durchmesser gibt, den die innere Fläche der Kümpelung haben soll (s. weiter unten).

Über die für das Krämpen erforderlichen Kräfte kann ich keinerlei Angaben machen. Über die Kräfte, welche das Kümpeln nach Fig. 1442 usw. in der Druckrichtung der Stempel erfordert, habe ich einige Zahlenwerte sammeln können, nach welchen man „bisher mit 7—12 kg für 1 qcm der ganzen, die Durchbrechungen einschließenden Stempelprojektion ausgekommen“ sei.

[1]) Hanson, Dingl. polyt. Journ. 1871, Bd. 202, S. 19, mit Abb. Adamson, Dingl. polyt. Journ. 1872, Bd. 203, S. 169, mit Abb.

B. Maschinen für stückweises Krämpen und Kümpeln.

Sie bestehen einerseits aus einer Vorrichtung, welche das Werkstück festhält und gleichzeitig die Unterlage für die zu schaffende Gestalt bietet, anderseits aus einem oder mehreren tätigen Backen.

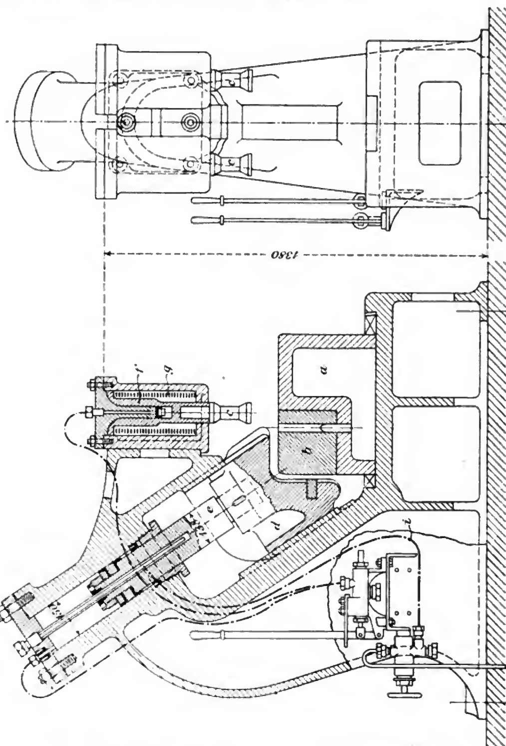


Fig. 1451.

Fig. 1450.

Fig. 1450 und 1451 sind Schnitt und Ansicht einer solchen Maschine, „Patent Nevole", welche die Maschinenbau-A.-G. vorm. Breitfeld, Daněk & Co., baut. Das Werkstück wird auf den auswechselbaren Block

a b gelegt, die beiden Stempel *c*, welche durch Druckwasser nach unten geschoben werden, halten es fest, und der auswechselbare Backen *d* drückt den Blechrand zunächst nach unten, und ferner mit größerer Kraft gegen die aufrechte Fläche des auswechselbaren Blockes *b*. Es ist die Kolbenstange *e*, an welcher der Backen *d* sitzt, ein wenig dünner, als der Kolbendurchmesser beträgt, und es wirkt das Druckwasser unter Vermittlung der Röhre *i* stets auf die hierdurch geschaffene Ringfläche, so daß sich Kolben und Backen *d* zurückziehen, sobald das über dem Kolben wirksam gewesene Wasser abfließen kann. Für den Rückzug der zum Festhalten des Werkstücks dienenden hohlen Kolben *f* hat man gewundene Blattfedern *g* verwendet.

Vergleicht man die vorliegenden Abbildungen mit Fig. 1378 u. 1379, S. 772, so findet man manche Ähnlichkeiten. Tatsächlich wird die durch Fig. 1450 u. 1451 dargestellte Maschine — nachdem die Einrichtung zum Festhalten und Stützen des Bleches, sowie der tätige Backen gegen geeignete andere ausgewechselt sind — zum Krämpen und Kümpeln benutzt und umgekehrt die Nevolesche Maschine zum einfachen Abbiegen von Blechrändern.

C. Maschinen, welche die Kümpelung im ganzen vollziehen.

Fig. 1452 u. 1453 stellen den Hauptteil einer Kümpelpresse dar, welche von den Schenectady-Lokomotivwerken benutzt wird;[1]) das untere Querhaupt der Presse ist fortgelassen.

Es sind die vier Säulen *a* 8260 mm lang, der bewegliche Tisch *c*, wie das obere Querhaupt *b* sind 3100 mm breit und 4270 mm lang.

Der bewegliche Tisch *c* wird durch den Mönch *d* gehoben; seine Rückkehr erfolgt durch das Eigengewicht. In der Mitte von *c* befindet sich eine Nonne mit dem Mönch *e*, der auch durch das eigene Gewicht zurückbewegt wird. Auf gleiche Weise findet die Rückbewegung der vier Mönche *f* (Fig. 1453) statt, deren Nonnen sich im unteren Querhaupt der Presse befinden. Endlich ist im oberen Querhaupt noch ein Kolben *i* angebracht, dessen Durchmesser 280 mm beträgt. Die Kolbenstange ist ein wenig dünner (vgl. Fig. 1273, S. 668) und unter die so entstehende ringförmige Fläche drückt das Wasser stets, so daß der Kolben *i* sich hebt, sobald das über ihm befindliche Wasser abfließen kann.

Es sind demnach im ganzen vier Steuerhebel nötig.

Nach Fig. 1452 ist die Maschine für das Kümpeln einfacher Platten vorgerichtet (vgl. Fig. 1442). Am Kopf *b* ist die Platte *g* fest, während die unter dem Werkstück befindliche Platte durch den Mönch *e* emporgehoben wird, um das Blech zu halten. Der Ring *h* ist auf dem Tisch *c* befestigt und wird mit diesem emporgehoben, um die Kümpelung zu vollziehen.

Mit der Zustellung, welche Fig. 1453 darstellt, soll ein Mantelblech krummgebogen und an ihm ein Bord zum Annieten des Doms gebildet werden. Das Loch des zu bearbeitenden Bleches paßt auf den oberen Ansatz des Stempels *m*, welcher zunächst in tieferer Lage sich befindet und zum Ausrichten des Werkstücks benutzt wird. Es ist an *b* eine Form *k* geschraubt. Mit Hilfe der vier Mönche *f* wird die Formplatte *l* gehoben,

[1]) American Machinist, Juni 1897, S. 427, mit Abb.

biegt hierbei das Werkstück und hält es fest. Nunmehr hebt der Hauptmönch *d* den Tisch *c* und damit den Stempel *m*, welcher die Kümpelung bewirkt.

Dann wird das Wasser unter *d* abgelassen und mittels *i* der Stempel *m* durch die Kümpelung zurückgeschoben. Nachdem auch dem unter *f* wirksam gewesenen Wasser freier Austritt gewährt ist, sinkt *l* und es kann das Werkstück fortgenommen werden. Nach der Quelle bearbeitet die Presse auf diesem Wege 25 mm dicke Bleche.

Fig. 1454 ist das Lichtbild einer ähnlichen von L. M. Breuer, Schumacher & Co. gebauten Kümpelmaschine. Es trägt auch hier der Hauptmönch einen beweglichen Tisch, und in ihm spielt ein zweiter Mönch. Die

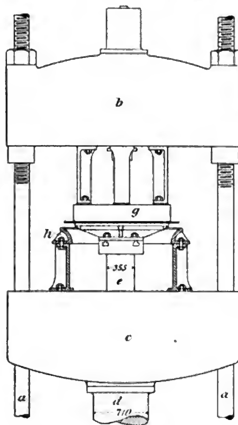


Fig. 1452.

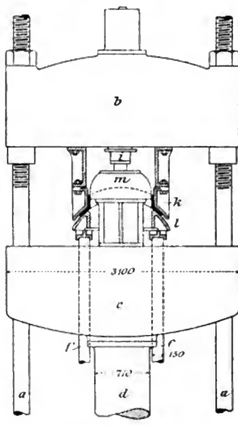


Fig. 1453.

Wasserzufuhr für letzteren vermittelt eine gelenkige Röhre, die im Bilde rechts unter dem Tische zu sehen ist. Der Tisch ist mit zwei kleineren, seitwärts belegenen Mönchen versehen, welche ihn bis zum Angriff der Werkzeuge heben, so daß der oft weitere Weg mit geringerem Wasseraufwand zurückgelegt werden kann. Manche leichtere Arbeiten können auch durch diese Seitenmönche allein ausgeführt werden, auch dienen sie nach Bedarf zur Unterstützung des Hauptmönchs. Den Rückgang der Kolben bewirken die Gewichte der beweglichen Teile.

Fig. 1455 stellt eine von der Maschinenbau-A.-G. vorm. Breitfeld, Daněk & Co., gebaute Kümpelmaschine in Vorderansicht dar.

Es sind hier die Stiefel *b* und *c* der beiden Hauptmönche in dem oberen Querhaupt angebracht, während ein dritter Stiefel *h* im unteren

Querhaupt p sich befindet. Mit den Hauptmönchen sind einerseits Rückzugskolben verbunden, die in den Stiefeln d und e spielen, anderseits hängen an ihnen die Plattenhälften f, welche, wenn miteinander verbunden, als gemeinsame Platte an dem starken Zapfen g geführt wird. Die Hauptkolben haben 1000 mm Hub und üben zusammen 300 t Druck aus.

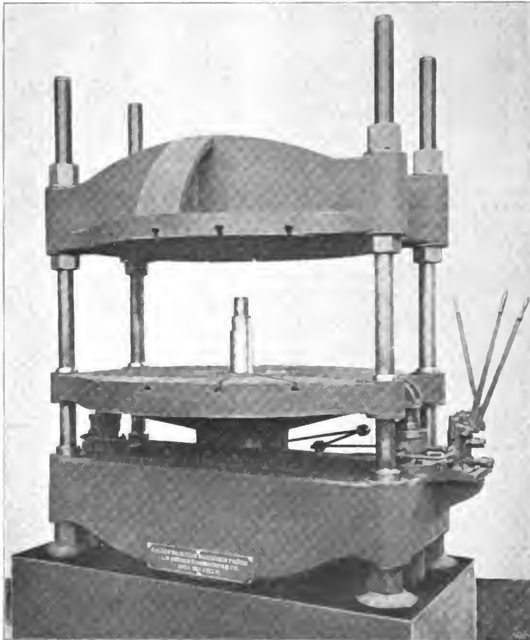


Fig. 1454.

Wie mit Hilfe dieser Presse die vorhin beschriebenen Kümpelarbeiten auszuführen sind, bedarf einer Erläuterung nicht.

Es sind ferner die Hauptmönche unabhängig voneinander zu benutzen, wofür als Beispiel die Gestaltung einer sogenannten Sattelplatte angegeben werden soll.

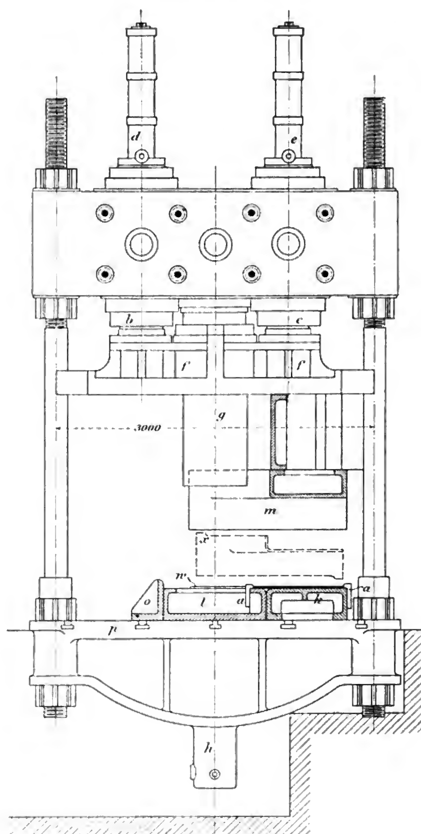


Fig. 1455.

Der Gesenkklotz *k* ist auf dem unteren Querhaupt *p* der Presse, der Gesenkklotz *l* auf dem zur Nonne *h* gehörenden Kolben befestigt. Auf diese beiden Klötze ist das entsprechend erhitzte Blech *w* gelegt; Nasen *a* dienen zum Ausrichten des Werkstücks. An der rechtsseitigen Plattenhälfte *f* sitzt das Obergesenk *m*. Man läßt es mit Hilfe des in *c* spielenden Kolbens nach unten sinken, wobei es jenseits und diesseits von *k* und *l* die Blechränder nach unten biegt und dann das Blech festhält. Nunmehr wird der in *h* steckende Kolben *i* (Fig. 1456) gehoben, welcher die nach oben gerichtete Krämpe der Sattelplatte bildet. Der Gesenkklotz *l* stützt sich hierbei gegen den an *p* festgeschraubten Winkel *o*. Man läßt hierauf den Gesenkklotz *l* wieder sinken, bildet gegenüber dem Obergesenk *m* die Zipfel *x* des Werkstücks aus, läßt *m* steigen und nimmt das in Fig. 1455 gestrichelt gezeichnete fertige Werkstück mit Hilfe geeigneter Hebel von den Gesenkklötzen *k* und *l* ab.

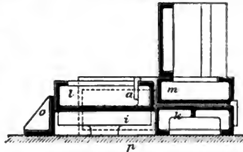


Fig. 1456.

D. Allmählich wirkende Maschinen.

Über derartige Krämpmaschinen habe ich S. 755 bereits einige Quellen gegeben; eine Kümpelmaschine möge abgebildet werden.[1]) In Fig. 1457 bezeichnet *a* eine Art liegender Planscheibe. Auf sie ist das erhitzte Blech

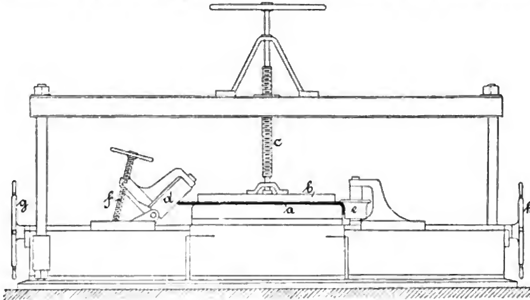


Fig. 1457.

gelegt und wird hier durch die Platte *b* und die kräftige Druckschraube *c* festgehalten, so daß es an den Drehungen von *a* teilnehmen muß. Links von *a* ist eine Rolle *d* so gelagert, daß sie mittels der Schraube *f* allmählich aufgerichtet und durch das Spillrad *g* der Planscheibe genähert werden

[1]) American Machinist, 27. Febr. 1890, S. 1, mit Schaubild. Z. 1890, S. 1347, mit Abb.

kann. Bei der ersten Drehung von *a* liegt *d* ziemlich flach und drückt deshalb fast senkrecht von oben nach unten auf den überstehenden Blechrand, diesen leicht aus der Blechebene abbiegend. Man rückt nun nach jeder Drehung der Planscheibe *a* die Rolle *d* näher heran und richtet letztere mehr auf, bis der gekümpelte Rand sich an *a* legt. Dann wird die Rolle *e* mittels des Spillrades *h* angedrückt und mit dieser die Arbeit vollendet. Diese von Davis gebaute Maschine ist von A. B. Boman etwas verbessert gebaut;[1]) sie wird in der Quelle Shepards Kesselboden-Kümpelmaschine genannt. Die Verbesserungen bestehen in folgendem: statt der Schraube *c* (Fig. 1457) ist eine Druckwasserpresse angebracht, es findet sich eine Vorrichtung für rasches Ausrichten der Werkstücke, und die kümpelnden Walzen werden besonders angetrieben. Im übrigen zeichnet sich die Maschine durch ungemein kräftigen Bau des Gestells aus.

VII. Arbeitsbedarf.

Es liegen über den Arbeitsbedarf der Hämmer, Schmiedepressen, Niet- und Stauchmaschinen, Richtmaschinen, Krämp- und Kümpelmaschinen nahezu keine Angaben vor. Voraussichtlich wird man kurze zutreffende Wege zur Vorausbestimmung des Arbeitsbedarfs dieser Maschinen sobald nicht finden, da es zunächst an der Einheit fehlt, auf welcher sich die Werte aufbauen können. Will man hierfür den Grad der Umgestaltung wählen? Das ist vielleicht möglich für Hämmer- und Schmiedemaschinen, soweit es sich um einfache Arbeiten handelt. Bei Nietmaschinen kann man vielleicht die Dicke der Nietbolzen einsetzen. Was für Krämp- und Kümpelmaschinen möglicherweise als Ausgangswert angenommen werden wird, vermag ich nicht zu vermuten. Es läßt sich indessen auf umständliche Weise der Arbeitsbedarf für manche Hämmer bestimmen, wenn diese im Entwurf vorliegen und bestimmt ausgesprochen ist, wieviel Schläge sie in der Zeiteinheit ausführen sollen, und auf welche Endgeschwindigkeit Anspruch gemacht wird. Bei den Schmiedepressen, manchen Niet- und Stauchmaschinen, Biege- und Richtmaschinen usw. läßt sich der Verbrauch an Druckwasser im voraus bestimmen.

Für mit Walzen arbeitende Blechbiegemaschinen dagegen ist ein bestimmter Anhalt durch Hartigs Versuche[2]) gegeben.

Sie sind in der Gleichung:

$$N = 0{,}55 + \frac{n \cdot A}{270000} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (167)$$

worin N die Arbeit in Pferdekräften, 0,55 die Leergangsarbeit (vgl. S. 533), n die Zahl der stündlich gebogenen Bleche bedeutet, und:

$$A = \alpha \cdot \frac{\delta}{\varrho} \cdot V \quad \ldots\ldots\ldots \quad (168)$$

mit α als Wertziffer, δ Blechdicke in Millimetern, ϱ erzielter Krümmungshalbmesser in Millimetern und V Rauminhalt eines der Bleche in Kubikmillimetern ist. Es wird für unerwärmte Bleche $\alpha = 0{,}075$ angegeben.

[1]) The Iron Age, 22. April 1897, S. 9, mit Schaubild.

[2]) Versuche über Leistung und Arbeitsverbrauch der Werkzeugmaschinen, Leipzig 1873, S. 224.

Es drückt sonach A die reine, für ein Blech erforderliche Arbeit in Meterkilogramm aus. Sieht man von der Arbeit ab, welche die elastische Biegung bis zum Eintritt der bleibenden verbraucht, so kann man die Form der Gl. 168 auf rechnerischem Wege gewinnen. In Fig. 1458 sei x ein kleines Stück eines b mm breiten und δ mm dicken Bleches; es werde im Halbmesser ϱ gebogen. Dann erfolgt im Abstand y von der neutralen Schicht ein Strecken bzw. Stauchen der dy dicken Schicht im Betrage dx. Heißt die Festigkeit, bezogen auf 1 qmm σ, so entspricht dieses Strecken über und Stauchen unter der neutralen Schicht der Arbeit:

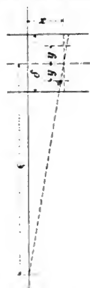


Fig. 1458.

$$dA = 2 \cdot \sigma \cdot b \cdot dy \cdot dx.$$

Es verhält sich aber $\frac{dx}{y}$ wie $\frac{x}{\varrho}$, d. h. es ist:

$$dx = y \frac{x}{\varrho},$$

sonach:

$$A_{mmkg} = 2\,\sigma \cdot b \cdot \frac{x}{\varrho} \int_{y=o}^{y=\frac{\delta}{2}} y\,dy$$

$$A_{mmkg} = \sigma \cdot b \cdot \frac{x}{\varrho} \cdot \frac{\delta^2}{4}.$$

Setzt man $b \cdot \delta \cdot x$, d. h. den Rauminhalt des gebogenen Blechteils $= V_{cbmm}$ und statt $A_{mmkg} : A_{mkg}$, so entsteht:

$$A_{mkg} = \frac{\sigma \cdot \delta \cdot \varrho \cdot J}{4000} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (169).$$

Man wird nun in Rücksicht auf die Geschwindigkeit des Vorganges für σ einen größeren Wert einsetzen müssen, als bei den Zerreißversuchen gewonnen wird (vgl. S. 590); aber selbst wenn σ zu 80 angenommen wird, so liefert Gl. 170 nur:

$$A_{mkg} = 0{,}02 \cdot J \cdot \frac{\delta}{\varrho} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (170)$$

statt:

$$A_{mkg} = 0{,}075 \cdot J \cdot \frac{\delta}{\varrho} . \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (171)$$

wie die Hartigschen Versuche ergeben haben.

Nun werden bei der vorliegenden Maschine die Reibungsversuche etwa mit dem Biegungswerk P bzw. Q (Fig. 1398, S. 733) wachsen, und bei der großen Dicke der Zapfen fallen diese Reibungsverluste zweifellos sehr groß aus. Außerdem verbraucht die vorübergehende elastische Biegung eine gewisse Arbeit. Immerhin überrascht, daß diese zusätzlichen Arbeitsmengen fast das Dreifache der eigentlichen Nutzarbeit betragen.[1])

[1]) Erst während des Druckes d. B. lernte ich Paul Ludwiks wertvolle Arbeit über Blechbiegung, welche i. d. Techn. Bl. 1903, S. 133 veröffentlicht ist, kennen. Sie zeigt die Schwierigkeiten einer Vorausberechnung der Betriebsarbeiten von Blechbiegemaschinen.

IV. Teil.

Maschinen zum Herstellen der Gußformen.

A. Einleitung, Formverfahren, erforderliche Kräfte.

Es war die uralte Töpferscheibe vorbildlich für die Einrichtung zum Einformen von Gestalten, welche von Drehflächen umschlossen sind. Es ist das Formen in Lehm mittels drehbarer Lehren oder gegenüber festliegenden Lehren drehbarer Formstücke bereits 1550 durch Abbildungen dargestellt.[1])

Für das Einformen in Sand haben sich Verfahren, die sich in einigem Umfange mechanischer Mittel bedienen, erst im XIX. Jahrhundert entwickelt.

Als erster Ausgangspunkt für die Formmaschinen der Kastenformen ist die Modellplatte zu betrachten,[2]) die im Jahre 1827 in der Roten Hütte im Harz (vom Oberfaktor Frankenfeld, Modellmeister Heyder, Formermeister Flentje) erfunden wurde. Sie erleichtert eine bessere Ausnutzung des Kastenraums, ermöglicht, daß beide Formkasten gegen feste Flächen gestampft werden können und begünstigt das genaue Ausziehen der Modelle.

Der erstere Vorzug beruht auf dem Umstande, daß man die Modelle für eine größere Zahl von Formen auf der Modellplatte befestigt, so daß es sich lohnt, auf die Anordnung der Modelle größere Sorgfalt zu verwenden. Es werden auch Modelle für die Zuflußkanäle des Metalles und für Windpfeifen an der Platte befestigt, und zwar mit größerer Umsicht als gewöhnlich, was eine weitere Raumersparnis herbeiführt.

Der zweite Vorteil der Modellplatte versteht sich von selbst.

Der dritte ergibt sich aus der Notwendigkeit, die Lage der Kasten gegenüber den zugehörigen Modellplatten durch besondere Marken zu sichern, als welche z. B. die an den Kasten befindlichen Stifte und Ösen dienen können, indem die zum Unterkasten gehörende Modellplatte mit Stiften und diejenige des Oberkastens mit geeigneten Bohrungen versehen ist. Beim Abheben der Modellplatte, also dem Ausziehen der Modelle, erfährt erstere Führung durch die an ihr festen Stifte oder an den Stiften des Formkastens.

Das Netzen der Sandräder ist bei dem Gebrauch der Modellplatte nicht möglich. Das ist einerseits ein Vorteil, anderseits zwingt es zu

[1]) Birineuccio, Pirotechnia, Padua MDL, S. 88, mit Abb.
[2]) Dingl. polyt. Journ. 1882, Bd. 246, S. 8, mit Abb.; S. 544.

besonderen, das Verreißen der Form beim Ausheben der Modelle verhütenden Maßregeln. Die Modelle werden ein wenig erwärmt oder vor dem Benutzen eingestäubt; sie werden insbesondere mit glatten Oberflächen versehen.

Aus den angeführten Umständen folgt, daß die Modellplattenformerei größere Vorbereitungen verlangt als die gewöhnliche Handformerei, deshalb nur dann sich lohnt, wenn diese Vorbereitungen für eine größere Zahl von Formen ausgenutzt werden können. Mit den sonstigen Eigenschaften der Modellplatten geht auch diese Bedingung auf die betreffende Formmaschine über.

Man nennt die ausschließlich auf der Anwendung der Modellplatte beruhenden Formmaschinen Abhebemaschinen. Es kann die ihnen gestellte Aufgabe entweder nach Fig. 1459 durch Abziehen der Modellplatte *p* vom Formkasten *k* oder nach Fig. 1460 durch Abheben des Formkastens *k* von der Modellplatte *p* gelöst werden.

Bei ersterem Verfahren umschließt z. B. ein feststehender Rahmen *r* die Modellplatte *p*. Die Modellplatte ist genau rechtwinklig zu ihrer Oberfläche in Führungen verschiebbar (in geeigneten Fällen statt dessen um Gelenkbolzen zu schwingen). Der Formkasten *k* deckt die Fuge zwischen Rahmen und Modellplatte. Ist das Aufstampfen des Sandes vollzogen, so senkt man die Modellplatte *p*, worauf der Kasten mittels der Hand oder unter Zuhilfenahme eines Kranes abgehoben werden kann.

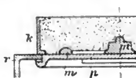


Fig. 1459.

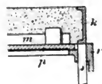


Fig. 1460.

Bei dem zweiten Verfahren (Fig. 1460) ist die Modellplatte *p* dem Rahmen *r* fest eingefügt. Drei oder vier Stifte *s* werden nach dem Einformen des Kastens *k* gleichmäßig emporgehoben und heben den letzteren hoch genug über die Modellplatte, daß der Kasten anstandslos weggenommen werden kann.

M. A. Muir und J. M'Ilwham[1]) schufen die Wendeplatte, d. h. sie rüsteten die Modellplatte mit zwei Zapfen aus, mit denen sie in Lagern gedreht werden kann. Man formt, während die auf der Platte befestigten Modelle nach oben gerichtet sind, wendet dann die Platte, an welcher der Formkasten festgehalten wird um 180°, senkt die beiden Lager, bis der Rücken des Formkastens auf einer festen Fläche ruht, und hebt — nachdem die Verbindung zwischen Wendeplatte und Kasten gelöst ist — die Lager genau lotrecht nach oben, so daß die Modelle genau aus dem Sande gezogen werden. Fairbairn und Hetherington[2]) befestigen die Modelle für den Oberkasten an der einen, für den Unterkasten an der anderen Seite der Modellplatte.

Wenn die Abhänge der Modelle nicht steil sind, so sichert das genaue Abziehen der Modelle vor Beschädigungen der Form, vorausgesetzt, daß — wie schon erwähnt — die Modelle tadellos ausgeführt, vor dem Einformen mit feinem Kohlenstaub oder einem andern geeigneten Stoff be-

[1]) Engl. Patent vom 15. Jan. 1857.
[2]) Engl. Patent v. 10. Febr. 1851; Mechanics Magazine, Aug. 1851, S. 139, mit Abb.

stäubt oder ein wenig erwärmt sind. Sehr steile oder gar lotrechte Abhänge der Modelle lassen sich so nicht ausziehen. Das Ausklopfen der Modelle, welches derartige Modelle ausziehbar macht, ist für Formmaschinen vorgeschlagen,[1]) hat sich aber nur wenig eingeführt.

Im Jahre 1854/55 nahm der Amerikaner Brown ein Patent auf das Durchziehen genannte Verfahren, nach welchem — nach stattgefundenem Aufstampfen des Sandes — das Modell durch eine Öffnung der Modellplatte zurückgezogen und dann erst der Formkasten abgehoben wird. Das Modell *m* (Fig. 1461) füllt die Öffnung der Modellplatte *p* genau aus, letztere stützt daher die Sandränder und schützt sie damit vor Beschädigungen. Zu gleichem Zweck zieht man auch einzelne Modellteile durch den Hauptkörper des Modelles zurück.[2]) Fig. 1462 zeigt als Beispiel das Modell *m o* einer Stufenrolle. Nach dem Aufstampfen des Sandes wird zunächst der mittlere Modellteil *o* nach unten gezogen, wobei die Sandränder sich auf den zweiten Modellteil *m* stützen, hierauf zieht man *m* nach unten und hebt endlich den Formkasten *k* von der Modellplatte *p* ab.[3])

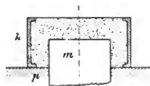


Fig. 1461.

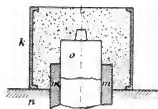


Fig. 1462.

Die hierher gehörigen Maschinen führen den Namen Durchziehmaschinen.

Man hat schon vor vielen Jahren[4]) versucht, dem Arbeiter das Einstampfen oder Dichten des Sandes zu erleichtern.

Von den in dieser Richtung gemachten Vorschlägen nenne ich einige:

Stewart[5]) will die Mantelform der Röhren auf folgende Weise herstellen: Eine Blechröhre, welche gleichachsig mit einem kurzen, walzenförmigen Modell in den aufrechten Formkasten ragt, ist unten mit schraubenförmig gestalteten Flügeln versehen. Indem man diese Röhre dreht, während von oben Sand eingeworfen wird, steigen die Flügel auf den Sand, drücken ihn nach unten und heben die Röhre, an welcher sie befestigt sind, sowie das Modell, um welches sie sich dreht, in dem Maße, wie das Füllen mit Sand fortschreitet, allmählich nach oben. Fast genau dasselbe ist neuerdings wieder patentiert worden.[6]) Der diesem Formverfahren zugrunde liegende Gedanke ist in verschiedener Weise anderweitig (für Röhrenformerei) verwertet worden. Da die bisher hiernach gebauten Maschinen keine nennenswerte Einführung gefunden haben, so erledige ich sie durch Anziehen einiger Quellen.[7])

---

[1]) D.R.P. No. 3454.

[2]) Vgl. Verhandl. des Vereins zur Beförderung des Gewerbefleißes 1880, S. 191, mit Abb.

[3]) Vgl. Jobson, Dingl. polyt. Journ. 1857, Bd. 143, S. 92, mit Abb.

[4]) Vgl. Prechtl, Technologische Encyklopädie, 1838, Bd. 9, S. 595.

[5]) Engl. Patent vom 14. Juli 1846.

[6]) D.R.P. No. 80692.

[7]) Sheriff, Practical Mechanics' Journal, April 1855, S. 31, mit Abb. Etwas anders in: Z. 1864, S. 681, mit Abb. Elder, Civil-Engineer and Architect's Journal, Dez. 1865, S. 427; Z. 1863, S. 171. E. de Limon, Verhandl. d. Vereins z. Beförderung d. Gewerbefleißes in Preußen 1880, S. 490, mit Abb. Riemer, D.R.P. No. 71830. Stepherd, D.R.P. No. 77640. Seidemann, D.R.P. No. 83665.

Erfolgreicher sind die Vorschläge gewesen, nach denen der Sand zunächst in den Kasten gebracht und dann durch Druck verdichtet wird.

A. Newton[1]) schiebt den auf einer Art Schlitten ruhenden Formkasten *A* (Fig. 1463), nachdem ein sogenannter Aufsetzrahmen *B* angebracht ist, unter den Sandtrichter *C*. Es ist hierbei der Verschlußschieber *D* in die gezeichnete Lage gebracht, so daß der Sand in den Formkasten fallen kann. Beim Zurückziehen des letzteren wird *D* geschlossen, gleichzeitig überflüssiger Sand abgestreift, so daß der im Formkasten befindliche Sand ziemlich genau bis zum oberen Rande des Aufsetzrahmens *B* reicht. Es kommt nun der Kasten unter den Stempel *E* (Fig. 1464), an dessen unterer Fläche gewissermaßen wie an einer Modellplatte das Modell sitzt. Dieser Stempel senkt sich so weit in den Sand, daß seine ebene Endfläche in die Höhe der Formkastenränder kommt, und dichtet damit den Sand.[2]) Es wird hiernach der ursprüngliche Raum des Sandes auf einen bestimmten kleineren Raum zusammengepreßt, gleichgültig, wie fest er. hierdurch wird. Da jedoch die Menge des einfallenden Sandes, d. i. seine

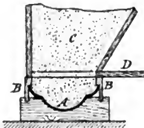


Fig. 1463.

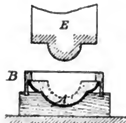


Fig. 1464.

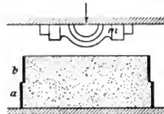


Fig. 1465.

Lockerheit, verschieden ist, so wird man auf diesem Wege zuweilen zu wenig feste, zeitweise zu feste Formen erhalten, wenn nicht gar ein Bruch des Kastens oder der Maschine eintritt.

Man hat diesen Übelständen durch verschiedene Mittel entgegenzutreten gesucht, z. B. durch vorläufig mäßiges Dichten des Sandes, Ausschneiden der Form und darauffolgendes Einpressen des Modells,[3]) durch Freilassen von Austrittsöffnungen für den Sand,[4]) jedoch ohne nennenswerten Erfolg.

Eine brauchbare Lösung der vorliegenden Aufgabe scheint in der Anordnung, welche Fig. 1465 darstellt, zu liegen.[5]) Der eigentliche Formkasten *b* ist in dem Rahmen *a* verschiebbar. Beide sind in der gezeichneten Lage mit Sand gefüllt, und es wird dann nicht allein das Modell *m* eingepreßt, sondern auch weiter in *a* gedrückt, so lange, bis der Widerstand eine gewisse Größe erreicht hat, d. h. die zutreffende Sanddichte hervorgebracht ist. Man erzielt so in erster Linie eine Verdichtung des Sandes an der Stelle, wo er dem einfließenden Metall widerstehen muß, sodann auch eine angemessene Festigung des übrigen Sandes. Ob von diesem

[1]) Engl. Patent vom 5. Okt. 1849.

[2]) Vgl. auch White, Dingl. polyt. Journ. 1859, Bd. 152, S. 9, mit Abb.; Waltjen, Prechtls technolog. Encyklopädie, Ergänzungsband 2, S. 629, mit Abb. Rice, Z. 1887, S. 776, mit Abb.

[3]) J. Page und Robertson, Practical Mechanics' Journal, April 1856, S. 5, mit Abb.

[4]) Jobson, Mechanics' Magazine, April 1859, S. 218, mit Abb. W. Aikin und W. Drummond, D.R.P. No. 5217 und 6479.

[5]) F. Hahn, D.R.P. No. 32500.

Verfahren Gebrauch gemacht wird, vermag ich nicht anzugeben. Jedenfalls besteht das vorherrschende Verfahren des Sanddichtens darin, daß man auf die Modellplatte *p* (Fig. 1466) den Formkasten *k* setzt, über diesem den Aufsetzrahmen *a* anbringt, das Ganze mit Sand füllt und nun entweder den Preßkolben *b* nach unten, oder die Modellplatte *p* mit daraufstehendem Formkasten nach oben bewegt, also den Druck auf den Rücken der Sandform wirken läßt.[1])

Es ist hierbei unmöglich, eine gleichförmige Festigkeit der eigentlichen Formwand zu sichern, indem der Druck auf den Rücken der Form zum Teil durch Reibungswiderstände an den Formkastenwänden und an dem Modell aufgehoben wird, also an denjenigen Stellen, an welchen solche Widerstände auftreten, der Druck und die Sandverdichtung auf der Modellplatte und dem Modell selbst geringer ausfällt als an den Stellen, über welchen solche Reibungswiderstände fehlen. Bei flachen Modellen und

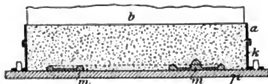


Fig. 1466.

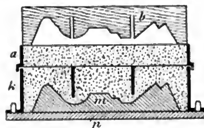


Fig. 1467.

niedrigen Kasten ist dieser Umstand kaum fühlbar, mit der Zunahme der Modellhöhe macht er sich aber mehr und mehr geltend.

Zur Milderung der Druckverschiedenheiten sind mehrere Vorschläge gemacht.

Wertheim[2]) bildet in dem Druckklotz *b* (Fig. 1467) eine Höhlung aus, die möglichst genau an die Gestalt und Größe des Modells *m* sich anschließt. Ist nun Kasten *k* und Aufsetzrahmen *a* bis zum oberen Rande des letzteren mit Sand gefüllt und wird der Druckklotz *b* nach unten geschoben, so werden zunächst diejenigen Sandteile getroffen, unter denen überhaupt keine Modellteile sich befinden, und demnächst solche, welche über den weniger hohen Modellteilen sich befinden usw. Zunächst ist der Sand locker, die Verschiebung der Sandteile leicht durchzuführen. Wertheim nimmt scheinbar an, daß diese Verschiebung, wenigstens vorwiegend, rechtwinklig zur Modellplatte stattfinde. In Wirklichkeit dürfte der Vorgang wie folgt verlaufen: Der Sand weicht von der Stelle, an welcher der Druck mehr beträgt als die sich ihm bietenden Reibungswiderstände

[1]) Wertheim, D.R.P. No. 2733. Sebold & Neff, D.R.P. No. 8390 und 9089. Gallas und Aufderheide, Glasers Annalen, Febr. 1882, S. 95, mit Abb. Laissle, D.R.P. No. 18734. Hermann Reusch, D.R.P. No. 15222. W. Ugé, D.R.P. No. 15570. Bienenstein, D.R.P. No. 31444. Reuss, D.R.P. No. 31910. Sack, D.R.P. No. 33518. Leeder, D.R.P. No. 50223. Reuther, D.R.P. No. 59727. Sebold & Neff, D.R.P. No. 6026. Dalifol, D.R.P. No. 64628. Reuther, D.R.P. No. 73514. Hillerscheidt & Kassbaum, D.R.P. No. 78513. Murray, D.R.P. No. 82683. Wasseralfingen, D.R.P. No. 84541. Glöckler, D.R.P. No. 93561. Sebold & Neff, D.R.P. No. 94226. S. Oppenheim & Co. D.R.P. No. 94382. Schnee, D.R.P. No. 95958. Saillot und Vignerot, D.R.P. No. 97606. Reuther, D.R.P. No. 102223. Güldenstein & Co., D.R.P. No. 12925.

[2]) D.R.P. No. 2733 vom 9. April 1878.

und der Druck an einer anderen Stelle zusammengenommen, nach dieser Stelle aus, und zwar so lange, bis der Druckunterschied zwischen den beiden Stellen den Reibungswiderständen gleich geworden ist. Wenn nun die am meisten hervorragenden Flächenteile des Druckklotzes *b* (Fig. 1467) auf den Sandrücken treffen, so verschiebt sich der zunächst noch lockere Sand zur Seite, um die Hohlräume von *b* zu füllen, gleichzeitig aber zum Teil nach unten, entsprechend dem Widerstande, welche der seitlich ausweichende Sand erfährt. Mit dem Steigen dieses Widerstandes nimmt das Verschieben z. B. längs der Kastenwände zu, ebenso die Dichtung des Sandes, so daß die Reibungswiderstände an der Kastenwand wachsen. Dann hat sich aber die betreffende Druckfläche der Modellplatte schon in einigem Grade genähert, so daß der Unterschied des Druckes an *b* gegenüber dem an *p* weniger groß ausfällt, als wenn das vorherige seitliche Ausweichen des Sandes nicht stattgefunden hätte. Über den höheren Teilen des Modelles ist der Sand zunächst lockerer, weil das Herüberfließen des Sandes nach hier nur durch geringeren Druck an dieser Stelle möglich wurde, es treten hier dem Sande bei seiner Bewegung nach unten weniger Widerstände entgegen, als der in der Nähe der Kastenwände und der, Schoren genannten Querstücke des Kastens, so daß der Druckunterschied zwischen Druckfläche und Modellfläche kleiner ausfällt als an den vorhin bezeichneten Stellen. Es ist daher auf der Modellseite eine größere Gleichmäßigkeit der Sanddichte zu erwarten, als wenn eine ebene Druckfläche verwendet worden wäre. Der Rücken des Sandes fällt allerdings verschieden fest aus, was wenig schadet.

Sebold & Neff[1]) verwenden eine mit der Wertheimschen übereinstimmende Druckplatte, füllen aber nicht allein den auf die Modellplatte gesetzten Formkasten und Aufsetzrahmen mit Sand, sondern auch die Höhlungen der Druckplatte. Letzteres geschieht in umgekehrter Lage der letzteren; es wird dann ein Blech aufgelegt, der Druckklotz geschwenkt und an seinen Ort gebracht und hierauf das Blech fortgezogen. Demgemäß ist — im Gegensatz zu Fig. 1467 — schon bei Beginn des Pressens der ganze Raum zwischen Druckklotzfläche und Modell bzw. Modellplatte mit Sand gefüllt. Dieses Verfahren setzt voraus, daß der Sand im wesentlichen gewissermaßen in lotrechten Schichten verschoben wird, was in Wirklichkeit nicht der Fall ist.

Man hat den Druck auf den Rücken des Sandes durch mit Preßluft gefüllte Kissen gleichförmig zu machen gesucht,[2]) oder durch Zerlegen der Druckplatte in einzelne Stücke, welche den von ihnen ausgeübten Druck gegenseitig ausgleichen,[3]) kann hierdurch aber nur eine gleichmäßige Dichte des Sandrückens, nicht der eigentlichen Formfläche herbeiführen.

Gewissermaßen als Erweiterung des Wertheimschen Verfahrens ist eine Arbeitsweise zu betrachten, welcher man bei hohen Modellen zuweilen begegnet: es wird, nachdem der Sand eingefüllt ist, dort eine gewisse Sandmenge fortgenommen, wo man das Eintreten zu hohen Druckes befürchtet. Geschickte Hände sollen auf diesem Wege sehr befriedigende Ergebnisse liefern.

---

[1]) D.R.P. No. 8390 vom 26. Juli 1879 und No. 9089 vom 15. Aug. 1879.

[2]) Pneumatic Comp., Z. 1887, S. 777, mit Abb. Moore, Dingl. polyt. Journ. 1885, Bd. 255, S. 319, mit Abb.

[3]) Tabor, Z. 1891, S. 1192, mit Abb.

Es ist endlich noch des Verfahrens zu gedenken, nach dem man die schwierigen Stellen des Modells mit der Hand einformt, dann den Kasten füllt und mittels einer Presse oder Walze[1]) den Sandrücken dichtet.

Die Schoren der Formkästen verursachen, wenn sie mit den Kastenwänden fest verbunden sind, ähnliche Schwierigkeit beim Dichten des Sandes wie die Kastenwände. Man legt deshalb, wenn möglich, die Schoren lose ein, je nach Umständen als Einzelstäbe, Gitter oder sonstige für die Sandstützung geeignete Gestalten.

Bei dem Pressen des Sandrückens ist die entstehende Rückenfläche eine unbestimmte, weil man das Pressen unterbricht, sobald der erforderliche Druck erzielt ist. Man pflegt, um die Rückenfläche mit dem Kastenrande abschneiden zu lassen, den überflüssigen Sand mittels eines Richtscheits abzuschieben.

Wenn mit ebenen Druckflächen gearbeitet wird, so spart man sich oft dieses Abstreichen des über den Kastenrand hervorragenden Sandes und ist dann imstande, das Eingußloch durch Eindrücken zu erzeugen, indem man an der Druckfläche eine geeignete Erhöhung anbringt (siehe weiter unten. Ein anderes Mittel für diesen Zweck stellt Fig. 1468 dar.[2]) Der Körper *a* ist in *b* verschiebbar; eine Feder *c*, welche sich gegen den dichten Deckel von *b* stützt, sucht die gezeichnete gegensätzliche Lage beider Teile zu erhalten. Man setzt nun *a* vor dem Einwerfen des Sandes mit Hilfe des vorspringenden Zapfens auf die betreffende Stelle des Modelles und verfährt dann wie immer.

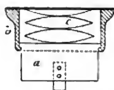


Fig. 1468.

Bei dem Pressen wird die Feder *c* zusammengedrückt, bei dem Rückgang des Druckklotzes hebt *c* die Tasche *b* aus dem Sande, so daß das Ganze leicht fortgenommen werden kann.

Man nennt die mechanischen Einrichtungen, welche dazu dienen, die Druckplatte gegen den Sand zu verschieben, allgemein Formpressen.

Es ist nun die Frage: Wie groß muß der von diesen Pressen auszuübende Druck sein? zu beantworten.

Wenn die Formfläche nur dem hydrostatischen Druck des flüssigen Metalles zu widerstehen hätte, so würde der zum Dichten der Formfläche erforderliche Druck leicht genau bestimmt werden können. Es würde dieser Druck, bezogen auf 1 qcm, größer oder mindestens gleich sein müssen dem Gewicht einer aus dem betreffenden Metall bestehenden Flüssigkeitssäule, deren Querschnitt 1 qcm und deren Höhe gleich dem Abstande der in Frage kommenden Formfläche von dem oberen Rande des Eingußtrichters ist. Für die größte Zahl der mittels Formpressen erzeugten Formen dürfte die genannte Druckhöhe 120 mm nicht übersteigen, so daß — für Eisen — der Druck auf 1 qcm nur 0,09 kg betragen würde. Selbst bei 0,4 m Druckhöhe — die ich bei gepreßten Formen noch nicht gefunden habe — würde die Rechnung diesen Druck zu nur 0,3 kg für 1 qcm ergeben. In Wirklichkeit findet man bei der auf den Sandrücken wirkenden Pressen mindestens 1 kg, häufiger gegen 2,5 kg, zuweilen bis 5 kg für 1 qcm angewendet.

[1]) Gebr. Körting, D.R.P. No. 29840. Z. 1885, S. 335, mit Abb.
[2]) Z. 1890, S. 106, mit Abb.

Dieser bedeutende Mehrbetrag ist zum Teil dem Umstande zuzuschreiben, daß die Formwände auch den von dem einfließenden Metall versuchten Abwaschungen widerstehen müssen, teils dem Bewußtsein, daß die Festigung keine gleichmäßige ist, also durch den Mehrbetrag die hinreichende Festigung der am wenigsten getroffenen Stellen gesichert werden soll. Ein nicht geringer Teil des Überschusses an Druck gegenüber dem auf Grund des hydrostatischen Druckes des flüssigen Metalles berechneten, dürfte aber auf Rechnung des Verfahrens, den Sandrücken und nicht die Formfläche zu pressen, entfallen. Es ist, wie bereits früher schon angedeutet, zu dem an der Modellplatte bzw. dem Modell erforderlichen Druck noch der gesamte Reibungswiderstand des an den Kastenwänden und nach Umständen der Schoren gleitenden Sandes hinzuzuzählen, um den erforderlichen Druck des Druckklotzes zu bestimmen.

Für das Ausziehen der Modelle, bei welchem nur Reibungswiderstände zu überwinden sind, ist die Bestimmung der erforderlichen Kraft noch unsicherer, indem die in Rechnung einzusetzende Reibungswertziffer von einer Zahl von Umständen abhängt. Es ist das hauptsächlich für das Ausziehen der Modelle oder Abheben der Kasten durch Wasserdruck von Bedeutung, indem nur zu Anfang des Vorganges der volle Widerstand zu überwinden ist, dann aber nur noch die Reibung zwischen den Flächen der Form und dem Modell, welche noch miteinander in Fühlung sind. Bei Handbetätigung läßt sich für sehr kurze Zeit eine große Kraft ausüben, wenn die übrige Arbeit nur wenig Widerstand findet, während der Wasserdruckbetrieb für den ersten, großen Widerstand eingerichtet werden muß und dann dieselbe Wassermenge verbraucht wird, welche auch diesen großen Widerstand auf dem ganzen Wege überwinden könnte.

Das Formen auf der Modellplatte verlangt, daß die Modelle in der Teilfläche der Form gegenüber den Merkstiften oder Ösen des einen Kastens genau so liegen wie gegenüber dem anderen Kasten, damit die zusammengelegten Formhälften zueinander genau passen. Bei gewöhnlicher Handformerei genügt hierfür die Übereinstimmung in den Stiften und Ösen jedes einzelnen Kastenpaares, während bei der Modellplattenformerei jeder Oberkasten wie jeder Unterkasten zu der betreffenden Modellplatte passen muß. Es erfordern daher die Kasten der Modellplattenformerei — und ebenso die aus dieser hervorgegangenen Maschinenformerei — sorgfältige Herstellung. Da man gleichzeitig mittels Maschine eine größere Kastenzahl herstellt als mittels gewöhnlichen Handformens, so verlangt die Beschaffung der Formkasten für die Formmaschine weit größere Summen, als man sonst für Formkasten auszugeben pflegt.

Man weicht deshalb in manchen Gießereien von dem Verfahren, nach welchem täglich nur ein oder zwei Stunden gegossen wird, ab, gießt vielmehr während der ganzen Arbeitszeit, so daß die Form sofort nach ihrer Herstellung ausgegossen und der Formkasten sehr bald für das Einformen wieder frei wird.

Häufiger kommen sogenannte Abschlagsformkasten zur Verwendung. Wenn die Gußstücke flach sind, also kein großer Druck innerhalb der Form auftritt, so ist zulässig, die Formkasten nach dem Zusammenlegen der beiden Formhälften zu entfernen, also dem Zusammenhange des Sandes die Aufnahme des im Innern der Form vorkommenden Druckes zu überlassen. Man stützt solche Formen, von welchen die Formkasten hin-

weggenommen sind, auch wohl durch Eindämmen mit Sand. Um die Formkasten bequem von der zusammengelegten Form ablösen zu können, werden sie zerlegbar hergestellt[1]) oder pyramidenförmig gemacht,[2]) so daß man sie unzerlegt von dem Sandblock abheben kann. Will man der Form trotz Wegnahme der Formkasten größere Festigkeit geben, als der einfache Sandzusammenhang gewährt, so verwendet man Schoren, die nicht an den Formkasten festsitzen, also beim Beseitigen der letzteren im Sande zurückbleiben. Weitergehend werden besondere, roh gearbeitete Formkasten in Rahmen, welche mit den erforderlichen Merkstiften versehen sind, eingeklemmt.[3]) Diese genau gearbeiteten Rahmen dienen also nur dazu, die billigen, ungenauen Formkasten in die richtige Lage gegenüber der Modellplatte zu bringen und dann je zwei Kasten zusammenzulegen. Es genügen zwei Paar solcher teueren Formrahmen.

Noch schärfer tritt der Gedanke, genaue Kasten nur für das Formen und Zusammenlegen der Formhälften anzuwenden, bei weiter unten beschriebenen Formpressen hervor, die nur ein Paar Formkasten enthalten.

Eingangs wurde bereits des Formens in Lehm mittels drehbarer Lehren gedacht. Es sind die mechanischen Einrichtungen, welche diesem Formverfahren dienen, wohl ein wenig verbessert, jedoch noch so einfacher Art, daß sie kaum in die Reihe von Maschinen gehören. Es könnten etwa die Kerndrehbänke als Formmaschinen angesehen werden. Sie bestehen aus zwei Lagern für die Kernspindel, einer oder mehrerer einstellbaren Lehren und einer Vorrichtung zum Umdrehen der Spindel. Das, was mir davon zu Gesicht gekommen ist, reizt mich nicht zur ausführlichen Wiedergabe in diesem Buche.

Man verwendet das Lehrenformereiverfahren auch zum Erzeugen von Formen in Sand. Auch da kommen eigentliche Maschinen nicht in Frage; es sollen aber einige Quellen mit kurzer Erläuterung angegeben werden.

Drehflächen werden mittels Lehren, welche um eine feste Spindel drehbar sind, durch Ausscheiden vorher aufgestampften Sandes gebildet. Um z. B. eine Riemenrolle oder ein Schwungrad zu formen, wird auf diesem Wege die Mantel- und Deckelform hergestellt, und der Hohlraum mit Kernen ausgefüllt, die nur das von ihm frei lassen, was von dem Gußmetall eingenommen werden soll, um Kranz, Arme und Nabe zu bilden. Die Kerne werden in einem hölzernen oder auch in einem eisernen, einstellbaren[4]) Kernkasten hergestellt. Um die Formen zweier demnächst zusammenzupassender Riemenrollenhälften auszuschneiden, kann man die Lehre um zwei verschiedene Achsen sich drehen lassen.[5]) Schraubenförmige Formflächen lassen sich durch eine an ihrer Spindel verschiebbare Lehre erzeugen, entweder, indem man sie dem Rande eines dreieckigen, geeignet gebogenen und geeignet aufgestellten Bleches entlangschiebt, oder indem sie durch Räder und Zahnstangen gehoben wird.[6]) Für Riemenrollen will ein Erfinder den vom Kranz einzunehmenden Hohlraum durch ein im Kreise herum-

[1]) Dingl. polyt. Journ. 1880, Bd. 235, S. 21, mit Abb.

[2]) D.R.P. No. 100 und No. 2486. Z. 1878, S. 33, mit Abb. Verhandl. d. Vereins zur Beförderung d. Gewerbefleißes 1880, S. 193, mit Abb.

[3]) D.R.P. No. 4814. Verhandl. d. Vereins zur Beförderung d. Gewerbefleißes 1880, S. 192, mit Abb. Z. 1891, S. 1192, mit Abb.

[4]) D.R.P. No. 92970.

[5]) D.R.P. No. 93181.

[6]) D.R.P. No. 81691.

geführtes Messer ausschneiden[1]) und ein anderer schlägt vor, Röhrenformen durch Ausbohren aufgestampften Sandes zu erzeugen.[2])

Andere Verfahren sind in unten verzeichneten Quellen[3]) beschrieben.

Ein sich hier anschließendes Verfahren bedarf eingehenderer Behandlung, nämlich das Formen der Zahnräder. Nachdem schon Versuche gemacht waren,[4]) den Mißlichkeiten aus dem Wege zu gehen, die mit dem Formen der Zahnräder nach gewöhnlichen Modellen auftreten, gelang es J. G. Hofmann,[5]) ein Verfahren hierfür zu erfinden, welches das allein herrschende geworden ist. Hofmann stellt in der Mitte der herzustellenden Form eine starke Spindel auf, welche zunächst zur Führung der Lehre dient, die den äußeren Umfang des Rades in aufgestampftem Sand ausschneidet. Er verwendet ferner das Modell einer Zahnlücke, um mittels der Hand den Sand für je eine Zahnlücke aufzustampfen. Dieses Zahnlückenmodell ist in einer Führung genau lotrecht zu verschieben und mit der Führung um jene Spindel zu drehen. Es sitzt an der Spindel eine Teilscheibe mit Löchern fest; dem Arm, welcher die Führung des Modelles enthält, ist ein kleiner Arm so angelenkt, daß ein an ihm einstellbarer Stift in jedes Loch der Teilscheibe gesteckt werden kann. So ist leicht, nach dem Einstampfen einer Zahnlücke das Modell emporzuziehen, um genau eine Zahnteilung fortzurücken und behufs Einstampfens der folgenden Zahnlücke wieder in die Form hinabzuschieben.

Der Sand, den man behufs Ausfüllens der Zahnlücken einstampft, haftet nur unvollkommen an der durch Ausschneiden gebildeten Sandfläche. Um gelegentliches Umfallen der die Zahnlücken ausfüllenden Sandkörper zu verhüten, erzeugt man mittels der Lehre einen weiteren Raum, als der äußere Durchmesser des Rades erfordert, und stampft (nach Fig. 1469) diesen gleichzeitig mit den Zahnlücken aus. Damit der Sand verhindert wird, durch den Spalt zwischen Zahnkopf und ausgeschnittener Fläche auszutreten, schraubt man an das Modell *m* ein Brettchen *a*, welches vor dem Füllen der letzten Zahnlücke fortgenommen wird.

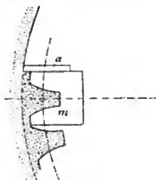


Fig. 1469.

Das Ausziehen der gewöhnlichen Kegelradzähne erfordert besondere Vorsicht nicht; bei dem Ausziehen der Stirnradzähne legt der Arbeiter in die Zahnlücke ein genau passendes Brettchen und hält es dort mit einer Hand so lange fest, bis das Modell vom Sande frei ist. Es gleicht dem bereits früher (S. 766) angegebenen Durchziehen des Modelles. Bei dem Einformen von Wurmrad- und von sogenannten Pfeil- oder Winkelzähnen, verwendet man ebenfalls das Modell einer Zahnlücke. Dieses wird in die ausgeschnittene Form an die richtige Stelle gebracht, die Zahnlücke ausgefüllt und dann das Modell *m* (Fig. 1470) in der Richtung des Halbmessers nach innen gezogen und um eine Zahnteilung weiter gerückt.

---

[1]) D.R.P. No. 65565.
[2]) D.R.P. No. 93918.
[3]) Prakt. Masch.-Konstr. 1878, S. 334; 1880, S. 11, mit Abb.
[4]) Dingl. polyt. Journ. 1882, Bd. 246, S. 167.
[5]) Preußisches Patent vom 11. Okt. 1839.

Das kann z. B. geschehen, indem *m* an einem Winkel *a* befestigt ist, der am Fuße des lotrecht verschiebbaren Schlittens, der sonst das Modell unmittelbar aufnimmt, in Führungen wagerecht verschoben werden kann.

Manche füllen das Zahnlückenmodell *m*, während es sich über der Form befindet, indem sie (nach Fig. 1471) ein Brettchen *a* unter die Zahnlücke halten, stecken einige Drahtstifte in den Sand, senken *m* und schieben es dann nach außen, so daß der die Zahnlücke ausfüllende Sand (nach Fig. 1472) an der ausgeschnittenen Form *b* festgenagelt wird.

Die Löcher für Holzzähne lassen sich durch Einlegen von Kernen erzeugen. Das ist jedoch ein mangelhaftes Verfahren, indem mehrere Fehlerquellen damit verbunden sind. Diese werden vermieden, wenn man die betreffenden Sandkörper mittels der Formmaschine in der Form selbst erzeugt. Für Stirnräder mit nur einer Reihe Holzzahnlöcher stellen Fig. 1473

Fig. 1470.

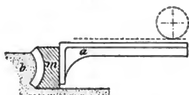
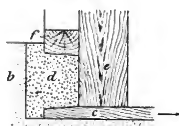


Fig. 1473.



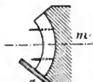


Fig. 1471.



Fig. 1472.

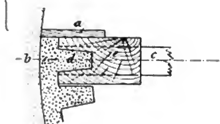


Fig. 1474.

und 1474 die betreffende Hilfsvorrichtung dar. *e* ist mit dem lotrecht verschiebbaren Schlitten der Formmaschine fest verbunden, an welchem sonst das Zahnlückenmodell sitzt. Es ist *e* mit einer Furche versehen, deren Querschnitt dem Holzzahnloch entspricht und an seinem unteren Ende ein in Nuten verschiebbares Brettchen *c* angebracht. Man senkt *e* mit *c* in die durch Ausschneiden des Sandes gebildete Form *b* und stampft dann *d* mit Sand auf die erforderliche Höhe voll. Diese Höhe bezeichnet ein Klötzchen *f*, welches sich auf an den Seitenwänden von *e* sich findende Schultern stützen kann und versuchsweise eingelegt wird. Ist die erforderliche Sandhöhe zwischen den Wänden *d* erreicht, so legt man *f* endgültig ein und füllt den Raum zwischen *f* und *b*. Hierauf wird *c* zurückgezogen und *e* emporbewegt. Das Einformen der Sandkörper zum Aussparen der Löcher für Holzzähne ist weniger einfach, wenn zwei Lochreihen verlangt werden. Es soll mit Hilfe der Figuren 1475 bis 1477 für ein Kegelrad beschrieben werden. *b* bezeichnet wieder den vorher festgestampften und dann mittels einer Lehre ausgeschnittenen Sand, *e* das Modell und *c* den in diesem geführten Schieber. Zunächst wird der untere Sandkörper *d* hergestellt; zu

seiner oberen Begrenzung benutzt man den Stampfer *i* (Fig. 1477), der sich mit seinen Schultern gegen die linksseitige Endfläche von *e* legt. Dann wird das Stück *g* (Fig. 1476) eingelegt und der Sandkörper *d* ähnlich wie vorhin beschrieben eingestampft. Nach dem Ausziehen des Schiebers *c* läßt sich nunmehr *e* abheben und *g* entfernen.

Arme und Nabe der Zahnräder formt man selten mit Hilfe eigentlicher Modelle ein; regelmäßig werden die betreffenden Hohlräume durch Einlegen von Kernen erzeugt (vgl. S. 772). Fig. 1478 ist der teilweise Schnitt einer solchen Form für ein Kegelrad. Es bezeichnet wie bisher *b*

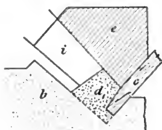


Fig. 1475.

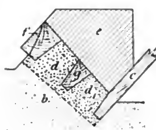


Fig. 1476.



Fig. 1477.

den mittels der Hand aufgestampften und mittels einer Lehre gestalteten unteren Körper der Form, das Bett derselben. Nachdem mit Hilfe der Räderformmaschine die Zahnlückenkörper angebracht — und gewöhnlich die Form getrocknet ist — legt man Kernstücke *k* und den Lochkern *l* ein, so daß der Abschluß durch eine Drehfläche des Formdeckels *m* gewonnen wird. Dieser Formdeckel besteht aus einem runden Formkasten mit Schoren; er wird mittels der Hand gegen eine mittels drehbarer Lehre erzeugte Sandfläche eingestampft, häufiger aber unmittelbar durch eine solche Lehre gestaltet und erhält — oft — seine richtige Lage gegenüber der Unterform durch ineinandergreifende, kreisrunde Falze des oberen und unteren Formkastens.

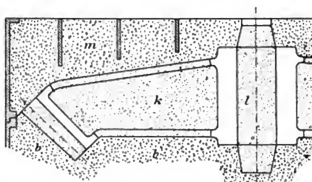


Fig. 1478.

Über die bei den Räderformmaschinen auftretenden Kräfte lassen sich nur wenige Angaben machen. Es kommt der Druck in Frage, welcher während des Einstampfens der Zahnlücken zwischen Sand und Modell auftritt und das letztere zurückzudrängen versucht. Dieser Druck wird, bezogen auf die Flächeneinheit, etwa dem bei Formpressen angewendeten (S. 770) gleichzusetzen sein. Eine zweite beachtenswerte und rechnerisch verfolgbare Kraft besteht in dem Eigengewicht der überhängenden Maschinenteile. Beide Kraftquellen sind der elastischen Nachgiebigkeit der Maschine gegenüber zu stellen, und als Maßstab für die zulässige Nachgiebigkeit ist der Genauigkeitsgrad der zu erzeugenden Räder einzusetzen. So viel mir bekannt, wird von einer solchen rechnerischen Behandlung

sehr selten Gebrauch gemacht, was verständlich ist, wenn man bedenkt, daß nicht wenige zufällige Beanspruchungen neben den hier genannten regelmäßigen auftreten.

Es fehlt nicht an Vorschlägen zu anderweiter Verbilligung des Formens und Gießens durch mehr oder weniger maschinenartige Einrichtungen. Dahin gehören insbesondere diejenigen, welche die Arbeitsfolge regeln und die Arbeitsteilung erleichtern. Sie gehören zu den Fabrikeinrichtungen, sind demnach genau genommen hier nicht zu erörtern. Da sie aber in das Gebiet der Formmaschinen hinübergreifen, so sollen einige derselben kurz erwähnt werden.

Es sind solche Einrichtungen zum Teil schon alt.[1] An der zuletzt angezogenen Stelle ist im besondern das Formen der Röhren besprochen, bei welchem die Formkasten an den einzelnen Arbeitsplätzen — Formen, Trocknen, Kerneinhängen, Gießen, Kernausziehen, Rohrausziehen, Sandausschlagen — vorüber geführt werden. Verwandt hiermit sind drehbare Röhrenformgerüste, welche die Hannoversche Eisengießerei verwendet.[2] Das Eisenwerk Lauchhammer benutzt ähnliches[3] für andere Formen. Noch weiter entwickelt ist eine Maschine der Goldinschen Gießerei in Guise in Frankreich.[4] In der Quelle wird angegeben, daß mit dieser 43 Männer ebensoviel Gußwaren liefern wie 300 bei gewöhnlicher Handarbeit.

B. Abhebemaschinen.

Eine einfache, aber für flache Gegenstände sehr brauchbare Abhebemaschine stellen die Fig. 1479 bis 1480 in zwei Schnitten und einem

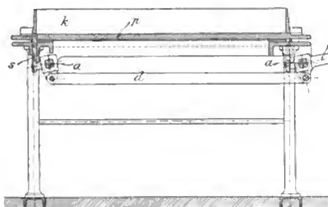


Fig. 1479.

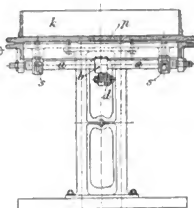


Fig. 1480.

Grundriß dar. Es ist die vorliegende Maschine insbesondere für im Lichten 1170 mm lange, 735 mm weite Formkasten bestimmt. Auf zwei Böcken ist ein Rahmen befestigt, auf welchem die auswechselbare Modellplatte *p* ruht. An dem Formkasten *k* sind Lappen ausgebildet, die entweder mit ihren Löchern über an *p* feste — in der Zeichnung nicht angegebene — Stifte

[1] Stentz, Zeitschr. f. d. Berg-, Hütten- und Salinenwesen im preußischen Staat, 1864, S. 344 und S. 353, mit Abb.

[2] Dingl. polyt. Journ. 1882, Bd. 246, S. 59, mit Abb.

[3] Dingl. polyt. Journ. 1879, Bd. 231, S. 412, mit Abb. Verhandl. d. Vereins zur Beförderung des Gewerbefleißes, 1880, S. 190, mit Abb.

[4] Industries, Juni 1889, Z. 553, mit Abb. Z. 1890, S. 106.

greifen oder ihrerseits mit Stiften versehen sind, die in Löcher der Modellplatte genau passen.

In der Modellplatte *p* sind ferner vier Löcher gebohrt, welche sich mit gleichen Löchern des Gestellrahmens decken. In diesen Löchern sind vier Stifte *s* genau passend verschiebbar. In unten ausgebildete Ösen dieser Stifte greifen kurze Hebel, welche auf den beiden vierkantigen Wellen *a* festsitzen; beide Wellen sind durch Hebel und die Zugstange *d* so miteinander gekuppelt, daß sie sich nur um gleiche Beträge drehen können. Die Betätigung findet durch den Handhebel *b* statt. So heben oder senken sich die Stifte *s* in genau gleichem Grade und eignen sich demnach zum Abheben des Kastens *k*. Die Hubhöhe der Stifte beträgt 30 mm.

Für gewöhnlich gehören zu jedem Kastenpaare zwei Modellplatten und zwei Maschinen, so daß auf einer der Maschinen nur Unterkasten, auf der anderen nur Oberkasten geformt werden. Man kann aber auch mit nur einer Maschine arbeiten, indem zunächst eine Anzahl Unterkasten und —

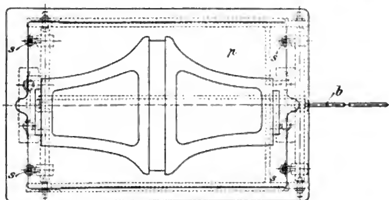


Fig. 1481.

nach Auswechseln der Modellplatte — eine gleiche Zahl Oberkasten eingeformt wird. Findet das Modell auf der Modellplatte zweimal Platz, so lassen sich seine Hälften auf der Modellplatte gleichzeitig anbringen. Man ordnet sie genau symmetrisch an, versieht den einen Lappen des Kastens mit einem Loch und den anderen mit einem Stift, so daß zwei der auf dieser Modellplatte geformten Kasten zusammenpassen. Es ist nun abwechselnd einer der Kasten als Oberkasten zu behandeln, d. h. es sind Einguß- und Luftauslaßöffnungen anzubringen. In Fig. 1481 ist beispielsweise ein Maschinenböckchen so gezeichnet, wie seine Hälften für den vorliegenden Zweck auf der Modellplatte befestigt werden können. Die Kernmarken des Fußes gehen ineinander über.

Fig. 1482 bis 1484 zeigen eine Abhebemaschine für flache Gegenstände, welche von der Vereinigten Schmirgel- und Maschinenfabrik A.-G. (vorm. S. Oppenheim & Co. und Schlesinger & Co.) gebaut wird. Es sitzt die Modellplatte *p* fest auf dem Gestell der Maschine; auf ihr werden die Modelle mit Hilfe eines Rahmens *r* befestigt, und zwar durch Umgießen mit Gips. Es können auch die Modelle aus Gips gebildet werden, indem man den Rahmen *r* auf eine Fläche legt, in der die Spiegelbilder der Modelle ausgespart sind, und das Ganze mit Gips ausfüllt. Ebenso häufig befestigt man die Modelle auf die Modellplatte durch Schrauben.

Der Formkasten k wird mit Hilfe an ihm angebrachter Ösen und zweier an r festen Stifte ausgerichtet. Nachdem das Einstampfen stattgefunden hat, wird die Welle b mit Hilfe eines Handhebels (Fig. 1483) um 180° — in bezug auf Fig. 1482 rechts herum — gedreht, wobei zwei auf b festsitzende Kurbeln die Lenkstangen c und damit den Schlitten a um 90 mm heben. Der Schlitten a wird, was insbesondere aus Fig. 1484 erkannt werden kann, am Gestell der Maschine gut geführt; er ist mittels zwei über Rollen gelegte Ketten den Gegengewichten q (Fig. 1483 und 1484) angeschlossen. Mit dem Schlitten a sind zwei außerhalb des Gestells befindliche Doppelarme

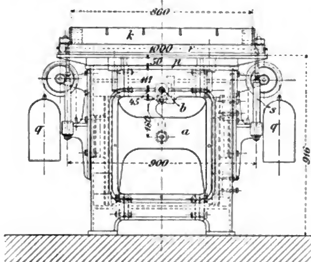


Fig. 1482.

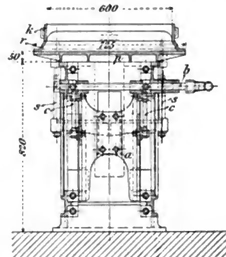


Fig. 1483.

verbunden, die vier Stifte s tragen. Mit s sind weiter oben dünnere Stifte einstellbar verbunden, die in Löchern von p und r stecken und unter am Formkasten sitzende Nasen greifen, so daß durch Heben des Schlittens a der Formkasten genau gleichförmig gehoben, von den Modellen und gleichzeitig von den Ausrichtstiften frei gemacht wird.

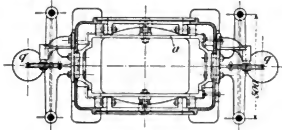


Fig. 1484.

Zuweilen werden beide zusammengehörige Kasten mit Ösen versehen. Dann enthalten beide Modellplatten Stifte. Es ist in diesem Falle nötig, beim Zusammenlegen der Kasten sich besonderer Ausrichtestifte zu bedienen. Sonst versieht man nur den einen Kasten mit Ösen und seine Modellplatte mit Stiften, während der andere Kasten Stifte enthält und damit in genau passende Löcher der Modellplatte pr greift.

Die Durchbrechungen des Maschinengestells sind nach Möglichkeit verschlossen, um die Bestaubung der beweglichen Teile zu mindern.

Fig. 1485 und 1486 stellen eine Abhebemaschine mit Wendeplatte dar, welche von derselben Firma gebaut wird. Es beträgt die lichte Weite bzw. Länge der Kasten 750 bzw. 1400 mm; sonach gehört diese Maschine zu den größten ihrer Art. Mit der Platte p sind zwei Rahmen r nebst den

Modellen für den Ober- und Unterkasten verbunden. Die Formkasten *k* werden durch Zapfen *s* und in diese geschobene Keile an der Platte *p* fest-

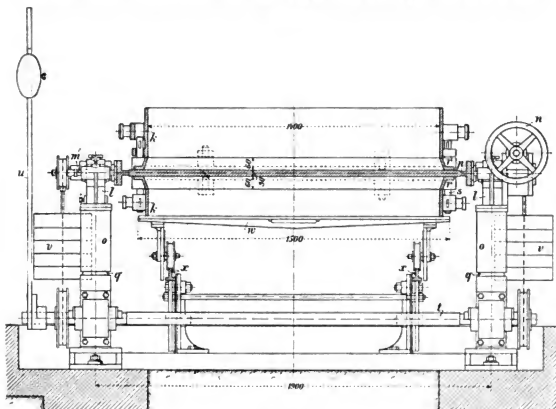


Fig. 1485.

gehalten; zum Ausrichten derselben dienen Stifte und Löcher. Die Platte *p* ruht mit ihren beiden Zapfen in den Lagern *l* und wird durch Stifte *m*, welche in an diesen Lagern festen Augen stecken, an eigenmächtigem Drehen gehindert. Zieht man diese Stifte zurück, so kann man unter Vermittlung eines auf einem der Zapfen sitzenden Wurmrades, eines zugehörigen Wurmes und des auf dessen Welle sitzenden Handrades *n* die Platte *p* drehen. Es sitzen die Lager *l* an Stangen, die in den hohlen Säulen *q* mittels zweier auf der gemeinsamen Welle *t* sitzenden Zahnräder lotrecht gehoben oder gesenkt werden können; röhrenartige, an *l* feste

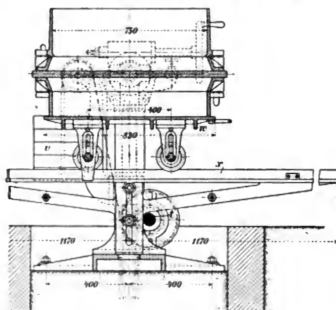


Fig. 1486.

Kragen *o* sind über die oberen Enden der Säulen *q* geschoben, um das Eindringen von Schmutz zu verhüten. An den unteren Enden der Stangen ist Schraubengewinde ausgebildet, in welches die soeben genannten Zahnräder greifen. Die Welle *t* bewegt man mittels des Handhebels *u*, und an Ketten hängende Gegengewichte *v* erleichtern das Heben und Senken der Lager *l* und der Platte *p* mit daran hängenden Formkasten. Zwischen den Säulen *q* sind zwei Schienen *x* einstellbar befestigt, auf denen der leichte Wagen *w*, dessen Räder verschieden hoch eingestellt werden können, um etwas mehr, als die Kastenbreite beträgt, verschoben werden kann. Man benutzt die Maschinen wie folgt: der oben befindliche Kasten *k* wird wie gewöhnlich eingestampft, dann die Wendeplatte *p* gehoben, um 180° gedreht, der Wagen *w* untergeschoben und die Platte *p* so viel gesenkt, daß der nunmehr unten liegende Kasten sich mit seinem Rücken auf den Wagen legt. Man stampft dann den nunmehr oben befindlichen Kasten ein, löst den unten befindlichen Kasten durch Ausziehen der in den Bolzen *s* steckenden Keile, hebt die Wendeplatte, so daß der Kasten von den Modellen und den Ausrichtstiften frei wird,

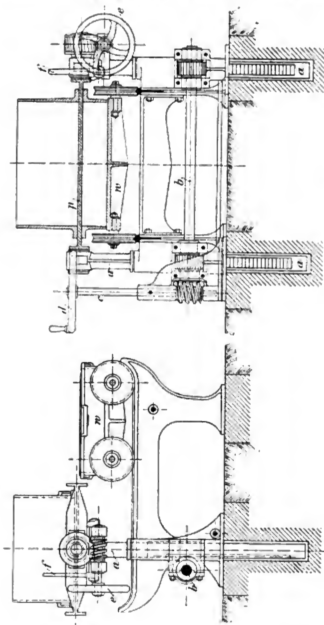


Fig. 1488.

Fig. 1487.

und führt den Kasten in bezug auf Fig. 1486 mit dem Wagen *w* nach rechts, wo er mittels eines Kranes abgehoben werden kann. Auf einen zweiten links von der Mitte der Fig. 1486 stehenden Wagen ist ein leerer Kasten gelegt; er wird unter die Wendeplatte gefahren und diese so weit gesenkt, daß er mittels der erwähnten Keile der Wendeplatte *p* angeschlossen werden kann usw. Diese Maschine liefert also je einen Unter- und einen Oberkasten, die man sofort aufeinander zu legen pflegt.

Als zweites Beispiel einer Abhebemaschine mit Wendeplatte führe ich

eine von der **Badischen Maschinenfabrik und Eisengießerei** vorm. G. Sebold und Sebold & Neff gebaute an. Sie ist für Kasten von 500 bei 600 mm lichter Weite und 120 bis 300 mm Höhe bestimmt. Fig. 1488 ist ein Querschnitt, Fig. 1487 eine Seitenansicht, Fig. 1489 ein Längenschnitt und Fig. 1490 ein Grundriß der Maschine. Es sind die an ihrem oberen Ende mit Lagern für die Wendeplatte *p* versehenen Stangen *a* verhältnismäßig länger als bei der vorhin beschriebenen Maschine, so daß die Verstellbarkeit der für den Wagen *w* bestimmten Laufschienen, sowie der Wagenräder entbehrt werden kann. Die Stangen *a* werden in Bohrungen des Maschinengestells lotrecht geführt und sind mit Verzahnung versehen, in welche auf der gemeinsamen Welle *b* festsitzende Zahnräder greifen. Die Welle *b* wird durch Wurmrad und an der Welle *c* sitzenden Wurm von dem Handrad *d* ans gedreht; eine Gewichtsausgleichung durch Gegengewichte ist nicht vorgesehen. Eigenmächtiges Drehen der Wendeplatte *p* wird durch zwei Daumen verhindert, die man durch den Handhebel *f* (Fig. 1487 und 1488) unter die Versteifungsrippen der Wendeplatte schiebt. Es werden die Modelle unmittelbar auf der Wendeplatte befestigt. Die Benutzungsweise der vorliegenden Maschine unterscheidet sich von der durch Fig. 1485 und 1486 dargestellten nur dadurch, daß man mit einem Wagen *w* statt mit zweien derselben arbeitet.

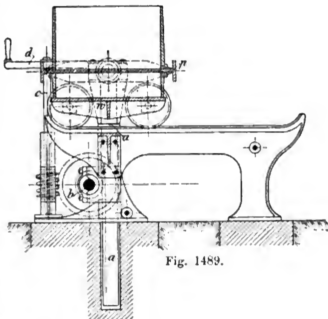
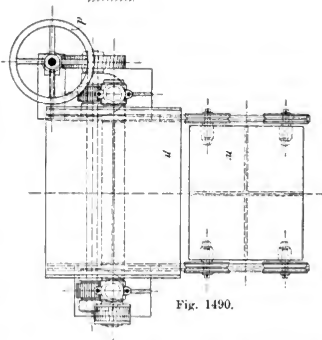


Fig. 1489.


Fig. 1490.

Eine zweite, größere, von der **Badischen Maschinenfabrik und Eisengießerei** gebaute Abhebemaschine mit Wendeplatte zeigen die Fig. 1491

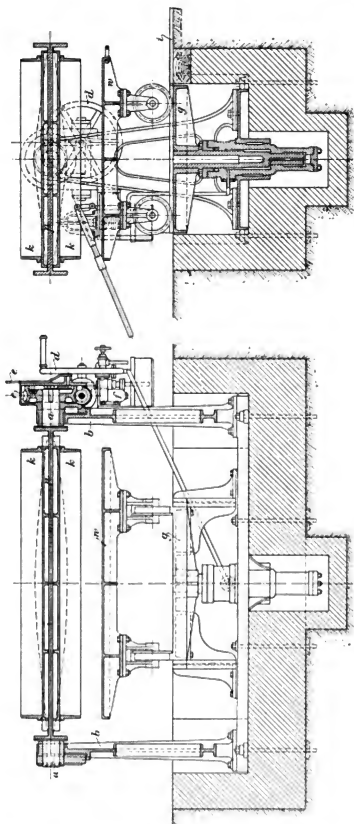


Fig. 1492.

Fig. 1491.

und 1492 in zwei lotrechten Schnitten. Die Maschine ist für 1900 mm lichte Kastenlänge und 1400 mm Kastenweite bestimmt. Bei dieser Maschine drehen sich die Zapfen *a* der Wendeplatte *p* in Lagern, welche an den Ständern *b* festsitzen. Einer der Zapfen *a* ist mit einem Wurmrad *c* versehen, mittels dessen das Drehen der Platte vom Handrade *d* aus stattfindet. Mittels des Handhebels *e* ist das Wurmrad *c* zu verriegeln, sobald die Modellplatte wagerecht liegt. Der Wagen *w* läuft auf Schienen *i*, die in Fußbodenhöhe angebracht sind und auf mit der Platte *g* zusammengestoßenen Schienen. Die letztgenannte Platte sitzt auf dem Mönch einer Druckwasserpresse fest, und das erforderliche Druckwasser liefert ein Speicher unter Vermittlung der Steuerung *f*. Nachdem ein Kasten eingeformt und durch Wenden der Platte unter diese gekommen ist, wird der Wagen *w* untergeschoben und so weit gehoben, daß der Kasten auf ihm ruht. Hierauf wird die Verbindung des Kastens und der Wendeplatte gelöst und Wagen *w* nebst dem Kasten nach unten gesenkt, ausgefahren, der fertige Kasten vorgenommen, ein leerer auf den Wagen gestellt und durch Einfahren und Heben des Wagens gegen die

unten hängende Modellplatte gedrückt, so daß der Kasten hier bequem befestigt werden kann, und dann wie vorhin verfahren.

Wegen einiger anderer Abhebemaschinen mit Wendeplatte beziehe ich mich auf die nachfolgenden Quellen.[1])

C. Durchziehmaschinen.

Das Wesen der Durchziehmaschinen erkennt man gut aus folgenden Beispielen.

Es zeigen die Fig. 1493 bis 1496 eine Maschine der Badischen Maschinenfabrik und Eisengießerei; sie ist zum Einformen von Riemenrollen[2]) bestimmt. In Fig. 1493 und 1495 ist der größte zulässige

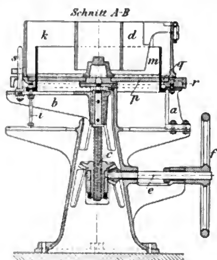


Fig. 1493.

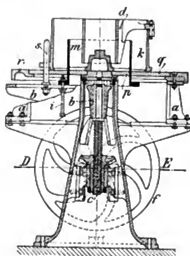


Fig. 1494.

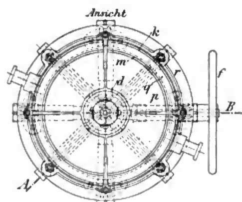


Fig. 1495.

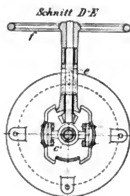


Fig. 1496.

Riemenrollendurchmesser (600 mm), in Fig. 1494 der kleinste (300 mm) angenommen. Das Modell besteht aus dem einfach trommelförmigen Kranz *m* und dem halben Armkrenz mit Nabe und Kernmarke. Letzteres ist auf

[1]) D.R.P. No. 70696, 90897, 90898, 102667; Prakt. Masch.-Konstr., Okt. 1895, S. 171, mit Abb.

[2]) Hertzog, D.R.P. No. 25 250. Wurmbach, D.R.P. No. 29457. Anton & Söhne, D.R.P. No. 43347. Wetzig, D.R.P. No. 73731. Donovan, D.R.P. No. 87307. Sperlin, D.R.P. No. 91678.

der Modellplatte *p* befestigt, ersterer ragt durch einen Spalt der Modellplatte nach unten und ist hier auf dem Armkreuz *b* festgeschraubt. Der ringförmige Spalt, in dem das Modell *m* verschoben werden soll, bedingt, daß man den inneren Teil *p* und den äußeren *q* der Modellplatte je für sich befestigt. *p* sitzt deshalb unmittelbar auf dem Ständer der Maschine, während *q* in einen Falz des Ringes *r* gelegt ist, der sich unter Vermittlung von Böcken *a* auf vier Arme des Maschinenständers stützt. An dem Armkreuz *b* sind vier Stifte *s* befestigt. Sie stecken verschiebbar in Löchern des Ringes *r* (Fig. 1493) oder in solchen des Modellplattenteils *q* (Fig. 1494) und dienen zum Ausrichten des Formkastens *k*. Um dem Sande in dem Formkasten die nötige Haftfläche zu bieten, ist ein Ring mit vier Armen *d* in den Formkasten gehängt und mit diesem verschraubt. Das Armkreuz *b*, welches das Kranzmodell *m* trägt, ist am oberen Ende der Schraube *c* befestigt; es ist das zu *c* gehörige Muttergewinde in die Nabe eines im Maschinenständer gelagerten Kegelrades geschnitten, und dieses wird durch ein kleineres Kegelrad, die Welle *e* und das Rad *f* mittels der Hand gedreht. Man kann hiernach zunächst das Kranzmodell so weit emporheben, daß es um die halbe Riemenrollenbreite über die Modellplatte hervorragt. Schrauben *i* werden entsprechend eingestellt und stoßen gegen die untere Seite des Ringes *r* (Fig. 1493) oder des Ringes *q* (Fig. 1494), sobald die richtige Höhenlage für *m* gewonnen ist. Nachdem hierauf das Einformen stattgefunden hat, wird das Handrad in der der vorigen entgegengesetzten Richtung gedreht, um *m* nach unten durch die Modellplatte zu ziehen. Es ziehen sich gleichzeitig die Stifte *s* aus den Ösen des Formkastens zurück. Es muß nun die Form noch von dem Armkreuzmodell der Riemenrolle frei gemacht werden, was bei vorliegender Maschine durch vorsichtiges Abheben des Kastens mittels der Hand oder eines Kranes stattfindet.

Diese Schwäche vermeidet die von den Vereinigten Schmirgel- und Maschinen-Fabriken gebaute Riemenrollenformmaschine,[1]) welche Fig. 1497 in lotrechtem, Fig. 1498 zum Teil in wagerechtem Schnitt darstellen. Es ist die abgebildete Maschine zum Einformen von Riemenrollen bestimmt, welche bis zu 1700 mm im Durchmesser, bis zu 500 mm in der Breite messen. Der Formkasten *k* und das eingehängte, die Schoren ersetzende Armkreuz unterscheiden sich von der bei der vorigen Maschine beschriebenen nicht nennenswert. Auch die Modellplatte ist ebenso wie vorhin in zwei Ringe *p* und *q* geteilt, sowie das Kranzmodell *m* an einem lotrecht verschiebbaren Armkreuz *b* befestigt. Der Modellplattenteil *q* ruht in einem Ring *r*, der von im Querschnitt U-förmigen Pfeilern *a* getragen wird, und der Modellplattenteil *p* in dem Falz einer Platte, die auf der hohlen Mittelsäule *o* befestigt ist. Das Armkreuz wird an dieser Mittelsäule lotrecht geführt, kann sich aber um diese ein wenig drehen. Unten ist das Armkreuz *b* mit einer Mutter verbunden, in welche die lotrechte Schraube *c* greift. *c* ist auf der Grundplatte der Maschine so gelagert, daß sie sich in ihrer Achsenrichtung nicht zu verschieben vermag; unter Vermittlung zweier Kegelradpaare und der Wellen *e* und *f* wird die Schraube *c* von dem Handrade *g* aus gedreht und hebt und senkt damit das Armkreuz *b* nebst dem Kranzmodell *m*.

Gleichachsig mit der lotrechten Welle *f* ist eine röhrenartige Welle *i*

[1]) D.R.G.M. No. 102 923.

Fig. 1497.

Fig. 1498.

angebracht; sie kann mittels des Handhebels *h* gedreht werden. Am unteren Ende von *i* sitzt ein geschlitzter Hebel, welcher den am Armkreuz *b* festen, langen Stift *l* umfaßt. Dreht man *i*, so wird durch die angegebene Einrichtung auch das Armkreuz *b*, und zwar um die Säule *o* gedreht. Das benutzt man wie folgt: nachdem durch Senken von *b* das Kranzmodell *m* völlig aus dem aufgestampften Sande gezogen ist, wird *b* in der soeben angegebenen Weise unter die im Ring *r* lotrecht verschiebbaren Stifte *s* gedreht. Diese Stifte befinden sich so unter dem Formkasten *k*, daß, wenn man nunmehr das Armkreuz *b* wieder hebt, die von *b* nach oben bewegten Stifte *s* den Formkasten, und zwar genau gleichförmig von den auf der Platte *p* festsitzenden Modellteilen abhebt, und nunmehr der fertige Formkasten ohne Umstände weggenommen werden kann.

In größerem Umfange hat sich die Durchziehmaschine von Fritz Kaeferle[1]) Eingang verschafft. Sie ist für das Einformen der mit Querrippen versehenen Röhren bestimmt.

Fig. 1499.

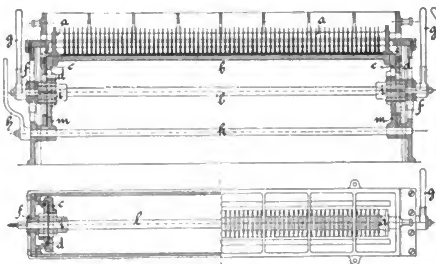


Fig. 1500.

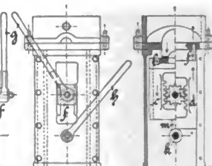


Fig. 1501. Fig. 1502.

Fig. 1499 ist ein Längenschnitt, Fig. 1500 zur Hälfte ein wagerechter Schnitt, zur anderen Hälfte ein Grundriß der Maschine nebst Formkasten. Fig. 1501 stellt sie von einer Schmalseite aus gesehen dar, und Fig. 1502 ist linksseitig ein voller Querschnitt zwischen den Platten *c* und *d*, rechtsseitig ein teilweiser, etwas weiter nach außen belegener Querschnitt. Die einzuformenden Röhren haben regelmäßig 2000 mm ganze Länge. Der Formkasten bietet nichts Erwähnenswertes; er wird auf der Modellplatte mittels Stifte und Ösen ausgerichtet, und zwar enthält der Kasten zwei Stifte und zwei Ösen in der Anordnung, daß Ober- und Unterkasten, die auf derselben Maschine geformt werden, ohne weiteres zusammenzulegen sind. Auf der Modellplatte liegt das halbe Röhrenmodell *a* fest. Es sind dagegen die Rippen als dünne, und die beiden Flanschen als dickere, über der Modellplatte halbrund begrenzte Platten auf der langen, liegenden Platte *b* befestigt und mit Hilfe dieser durch gut anschließende Spalte der Modellplatte, bzw. des Modelles *a* lotrecht zu verschieben. Die Platte *b*

[1]) Z. 1886, S. 449, mit Abb.

ist mit den beiden lotrechten Platten *c* verschraubt, welche an zwei lotrecht verschiebbaren Rahmen *d* (vgl. insbesondere Fig. 1500 links) sich führen. Die beiden Rahmen *d* enthalten an ihrem oberen Rande je zwei Stifte *e* (Fig. 1499), welche durch Löcher der Modellplatte ragen und bestimmt sind, den Formkasten abzuheben. Das Einformen findet, während die Rippen- und Flanschenmodelle in höchster Lage sich befinden, in gewöhnlicher Weise statt. Die Platten *c* stützen sich, so lange diese Arbeit währt, auf die mit der Welle *k* fest verbundenen Daumen *m*. Die Rahmen *d* befinden sich in tiefster Lage und ruhen mit dem unteren Rande auf den Naben von *m*. Schwenkt man nun mit Hilfe des Handhebels *h* die Daumen *m* zur Seite, so könnten die Platten *c* nebst *b* und den auf dieser befestigten Rippenmodellen plötzlich nach unten fallen, wenn sie nicht durch an der Welle *l* festsitzende Rädchen, welche in Zahnstangen von *c* (Fig. 1502 links) greifen, weiter gestützt würden. Dreht man aber die Welle *l* mit Hilfe der Hebel *g* in bezug auf Fig. 1501 nach links, so senken sich die Platten *c* und die Rippenmodelle; man kann dieses Durchziehen der Modelle beliebig langsam stattfinden lassen. Sind die Rippenmodelle in ihrer untersten Lage angekommen, so daß die Platten *c* sich auf die Naben von *m* stützen, und dreht man die Hebel *g* in bisheriger Richtung weiter, so klettern die Rädchen *i* an der Zahnstange von *c* empor, es hebt sich nicht allein die Welle *l* mit ihren lotrecht geführten Lagern, sondern es werden die Rahmen *d*, in deren Verzahnungen die Rädchen *i* greifen, mit doppelter Geschwindigkeit gehoben, so daß die Stifte *e* den Kasten von dem Modellrest *g* abheben und der Kasten frei weggenommen werden kann.

Das Eisen fließt durch zwei längs der Röhre angebrachte Kanäle und kurze Stichkanäle in die für die Rippen bestimmten Hohlräume. Diese Kanäle liegen zur Hälfte im Ober-, zur Hälfte im Unterkasten und werden durch Modelle erzeugt, welche fest auf der Modellplatte sitzen (vgl. Fig. 1500 rechts).

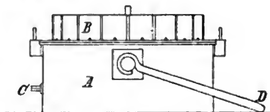


Fig. 1503.

Es möge noch einer Durchzieh-Formmaschine ihrer Eigenart halber besonders gedacht werden, nämlich einer solchen, welche zum Einformen der 276 mm breiten, 867 im Durchmesser messenden Treibräder der Mähmaschinen dient.[1]) Diese Treibräder sind an ihrer Außenfläche mit Leiste versehen, damit sie beim Arbeiten nicht gleiten, und enthalten ein Armkreuz ähnlich den Riemenrollen. In Fig. 1503 bezeichnet *A* eine Art kreisrunden Gefäßes, welches die beweglichen Teile der Maschine umschließt und dessen Deckel die Modellplatte bildet, *B* das halbe, über die Modellplatte hervorragende Modell und *D* einen, Schildzapfen von *A* umgreifenden Bügel, welcher die ganze Maschine an einen Kran zu hängen gestattet. Der kreisrunde Formkasten wird in gewöhnlicher Weise mit Formsand ausgestampft, seine obere Fläche geebnet, hier ein Brett aufgelegt und mit der Maschine *A* verklammert, worauf man den Bügel *D* auf den Kranhaken legt, die Maschine heben läßt und sie so dreht, daß der Formkasten unten hängt und mit Hilfe des Kranes das Ganze dahin schafft, wo der

[1]) American Machinist, 11. Juli 1895, mit Schaubild. Z. 1896, S. 549, mit Abb.

Guß stattfinden soll. Nachdem es hier niedergesetzt ist, zieht man das Modell *B* durch die Modellplatte zurück, und zwar mittels der Welle *C*, auf deren Vierkant ein Schlüssel gesteckt wird, und hebt die Maschine *A* nebst dem Armkreuzmodell von dem stehenbleibenden Formkasten ab. Es ist dieses der Unterkasten. Der zugehörige Oberkasten wird auf einer ähnlichen, aber feststehenden Maschine geformt und, nachdem das Kranzmodell zurückgezogen ist, mittels des Kranes abgehoben und auf den Unterkasten gesetzt.

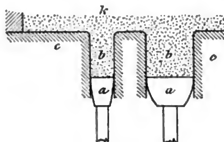


Fig. 1504.

Das Wesen der Durchziehmaschinen findet auch beim Formen von steilwandigen Kernen Verwendung, wofür hier zwei Beispiele folgen. Über der Platte *c* (Fig. 1504) ist ein Kern *k* mit zwei zapfenartigen Ansätzen *b* geformt. Die Böden *a* der Hohlräume, in denen die Ansätze *b* stecken, sind gemeinsam zu heben, so daß die Ansätze, ohne Schaden zu nehmen, mit dem Kern *k* nach oben hinausgeschoben werden.

Hertzogs Kernformmaschine[1]) stellt Fig. 1505 in lotrechtem Schnitt dar. In der runden gußeisernen Platte *B* ist eine Zahl verschieden weiter, inwendig glatter Röhren *D* befestigt, welche als Kernbüchsen für eine Gruppe gewöhnlicher, walzenförmiger Kerne dienen sollen. Die Platte *B* ist um den Zapfen *A* auf dem Maschinengestell drehbar und durch einen Stift so feststellbar, daß je eine Röhre *D* genau über der Mitte der Stange *H* sich befindet. *H* ist an seinem oberen Ende mit einem in die betreffende Röhre *D* gut passenden, selbstverständlich auswechselbaren Kolben versehen und unten als Schraubbolzen ausgebildet. In eine Längsnut dieses Bolzens greift ein vorstehender fester Finger und hindert dadurch die Schraube, sich zu drehen, während die am Maschinengestell unverschieblich gelagerte Mutter durch ein Kegelradpaar gedreht werden kann. Man schiebt den Kolben so weit in die betreffende Röhre *D*, daß über ihm die verlangte Kernlänge frei bleibt, füllt die Röhre in gebräuchlicher Weise mit Kernsand und schiebt dann den Kern nach oben hinaus. Teils um die Formröhren *D* an ihren oberen Enden seitlich zu stützen, teils zur Bequemlichkeit des Kernmachers ist der runde Teller *C* angebracht, der den Sandvorrat aufnimmt.

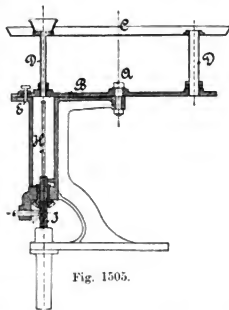


Fig. 1505.

Bollmanns Kernformmaschine[2]) unterscheidet sich nur unwesentlich von der beschriebenen.

[1]) D.R.P. No. 26 772. Z. 1886, S. 449, mit Abb.
[2]) D.R.P. No. 57 649.

D. Formpressen.

Seite 768 u. 769 sind bereits zahlreiche Quellen über Formpressen genannt. Ich kann mich daher hier auf die Darstellung einer Auswahl solcher Maschinen beschränken.

Fig. 1506 und 1507 stellen eine Formpresse der Vereinigten Schmirgel- und Maschinenfabriken A.-G., vorm. S. Oppenheim & Co. und Schlesinger & Co. dar.[1]) Die Modellplatte *p* sitzt fest an dem Schaft *a*, welcher in Querstücken *b* des Maschinengestelles lotrechte Führung findet. *a* ruht mit seinem unteren Ende auf dem Mönch *c*, dem zum Zweck des Pressens Wasser von 50 Atmosphären Spannung zugeführt wird. Es ist für die vorliegende Abbildung angenommen, der Formkasten *k* sei ein einfacher, roh bearbeiteter Rahmen (S. 772). Man hat daher *k* gegenüber der Modellplatte mittels eines Rahmens *r* ausgerichtet, in dem der Kasten *k* durch vier Schrauben festgeklemmt ist und der anderseits Ösen enthält, die über Stifte der Modellplatte greifen. Behufs Einformens ist der Aufsatzrahmen *e* angebracht, dessen Höhe etwa so viel betragen soll, wie der Sand zusammengedrückt wird. Die hölzerne Gegenplatte *f* sitzt unter Vermittlung eines kräftigen Querstücks an zwei Stangen, die um die dicken Zapfen *g* zu schwingen vermögen. Fig. 1507 zeigt die Gegenplatte *f* in ausgeschwenkter Lage, Fig. 1506 in der Lage, in welcher sie ihrem Zweck dient. Während die Gegenplatte ausgeschwenkt ist, füllt man Formkasten und Aufsetzrahmen *e* mit Sand, schwenkt dann *f* über den Formkasten und läßt mit Hilfe des in *d* (Fig. 1506) befindlichen Steuerschiebers Druckwasser unter *c* treten, wodurch *c*, *a* usw. gehoben, also die Platte *f* gegensätzlich auf den Rücken des Sandes gepreßt wird. Nachdem man das tätig gewesene Druckwasser abgelassen, die Platte *f* ausgeschwenkt, den Aufsetzrahmen *e* fortgenommen und gegebenen Falles den Sandrücken mit dem oberen Kastenrande eingeebnet hat, tritt die Abhebevorrichtung in Tätigkeit. Sie besteht aus einem am Maschinengestell lotrecht geführten Schlitten *l*, an welchem ein Armkreuz *n* mit vier besonders geführten Stiften *o* festgeschraubt ist. Diese Stifte wirken, wenn sie gehoben werden, unter Vermittlung einstellbarer, dünnerer Stifte auf den Rahmen *r* und heben damit den Formkasten *k* empor, so daß er fortgenommen werden kann. Das Heben des Schlittens *l* geschieht durch den Handhebel *h* (Fig. 1507), an dessen Welle eine Kurbel sitzt, die mit *l* durch die Lenkstange *i* verbunden ist. Gegengewichte *m* erleichtern das Betätigen der Abhebevorrichtung und andere Gegengewichte *q* das Ein- und Ausschwenken der Gegendruckplatte *f*. Ich mache darauf aufmerksam, daß man bemüht gewesen ist, die beweglichen Teile nach Möglichkeit von dem Staub der Gießerei abzusperren.

Fig. 1508 und 1509 zeigen eine doppelte Formpresse derselben Fabrik. Diese Presse hat mit der vorigen manches gemeinsam, unterscheidet sich aber von ihr in vielen Dingen und verdient deshalb hier angeführt zu werden. Die beiden Druckwasserpressen und deren Zubehör gleichen sich. Sie bestehen aus den beiden Nonnen *a*, die im Grundrahmen der Maschine stecken, den zugehörigen Mönchen, an denen die Querstücke *b* festsitzen,

[1]) D.R.P. No. 94382.

und den mit diesen verschraubten Platten *d*. Seitwärts von *a* sind Zapfen *c* (Fig. 1509) auf den Grundrahmen der Maschine geschraubt, an welchen sich die Querstücke *b* führen, indem in ihren Flügeln angebrachte Bohrungen

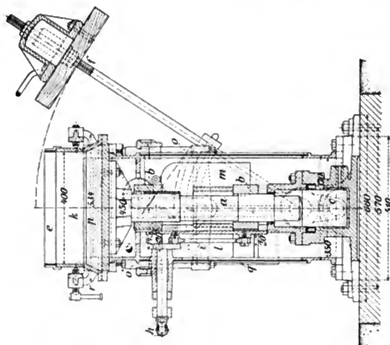


Fig. 1507.

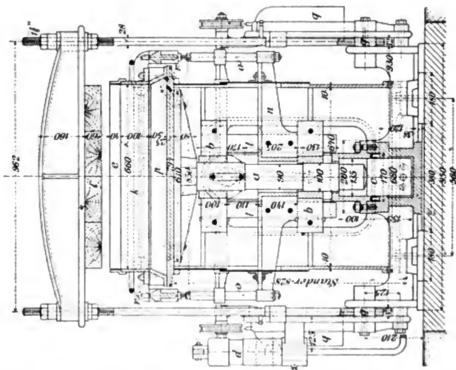


Fig. 1506.

über *c* greifen. Auf *d* ist die Modellplatte *p* befestigt, und *e* bezeichnet die Gehäuse der Steuerschieber. Die Gegenplatte *f* ist an einem sehr kräftigen Querbalken *g* befestigt und wird mit diesem durch auf Schienen *q* laufende Rollen getragen, um nach Bedarf über die eine oder die andere Presse ge-

fahren werden zu können. Die Schienen *q* sind an das kräftige Querhaupt *n* geschraubt. Dieses Querhaupt *n* hat nun den gegen *f* wirkenden,

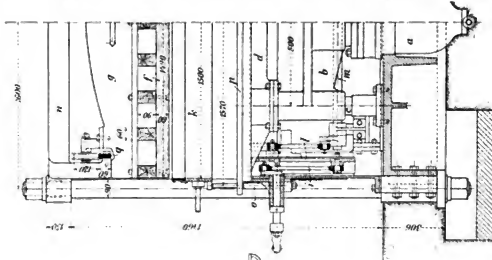


Fig. 1509.

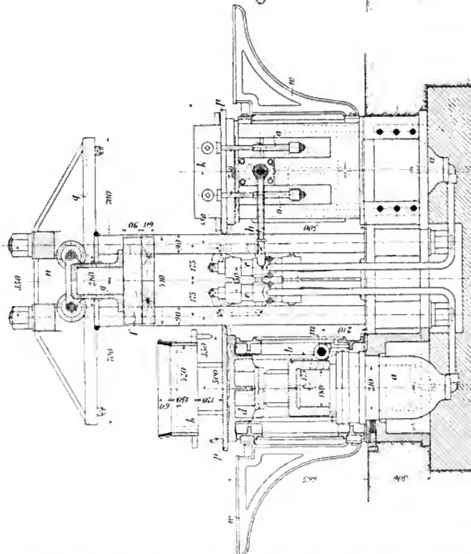


Fig. 1508.

von der einen oder anderen Presse herrührenden Druck aufzunehmen, zu welchem Zweck sich die Enden des Balkens *g* unter die Ausläufer des

Querhauptes legen. Zum Abheben der eingeformten Kasten ist bei jeder der beiden Pressen ein Handhebel angebracht, welcher durch eine Kurbel und die Lenkstange *i* den lotrecht geführten Schlitten *l* betätigt. Wegen der Breite der Maschine (die lichte Weite des Formkastens beträgt 1500 bei 420 mm) ist auf der zweiten Seite der Maschine ein zweiter, dem *l* gleichender Schlitten angebracht, und beide Schlitten sind durch Lenkstangen und die Welle *m* mit zwei Hebeln so verbunden, daß ihre Verschiebungen genau gleiche sein müssen. Jeder der zwei zu einer Presse gehörenden Schlitten *l* enthält zwei Stifte *o*, die zum Abheben des Formkastens dienen. Auf der linksseitigen Hälfte der Fig. 1508 ist der Formkasten abgehoben dargestellt. Die Winkelpaare *w* (Fig. 1508) dienen zum Auflegen der Formkasten, wenn diese nach dem Pressen des Sandes nochmals eingestaubt und gepreßt werden sollen.

Im Gegensatz zu der soeben besprochenen Formpresse hat man die von der Badischen Maschinenfabrik und Eisengießerei gebaute doppelte Formpresse, welche die Fig. 1510 und 1511 darstellen, mit nur einer eigentlichen Formpresse, dagegen mit zwei Abhebevorrichtungen versehen. Ich wende mich zunächst der Fig. 1511 zu. Sie ist in ihrem unteren Teil zur Mitte der Hauptnonne *a* symmetrisch, weshalb der rechte Flügel der Figur fortgelassen werden konnte. Teilweise auf den U-förmigen Querbalken *b*, mit denen die Nonne *a* verschraubt ist, teilweise auf besonderen Stützen — vgl. die linke Seite der Figur — ruhen Schienen *c*, auf welchen zwei Wagen *w* verschoben werden können. Jeder dieser Wagen ist mit einer Art Wendeplatte *d* versehen, die mit Hilfe des zugehörigen Handrades *e* gedreht und geeignet festgestellt werden kann. Auf einer der Platten *d* ist die Modellplatte *p* für den Oberkasten, auf der anderen diejenige für den Unterkasten befestigt. Die Kasten *k* haben 500 mm lichte Weite und 600 mm lichte Länge. Mitten über der Nonne *a* befindet sich ein aus zwei U-Eisen gebildetes Querhaupt; es trägt die Gegendruckplatte *f* und ist mit den unten liegenden Querstücken *b* durch zwei kräftige Säulen verbunden. Während einer der Wagen außerhalb des Mittelgerüstes sich befindet, werden Kasten und Aufsetzrahmen aufgesetzt, beide mit Sand gefüllt und in die Presse geführt. Nachdem die Pressung vollzogen ist, läßt man das gebrauchte Druckwasser abfließen und zieht den Wagen zurück, so daß er über die seitlich belegene Abhebevorrichtung kommt. Man wendet die Platte *d*, der an der Modellplatte *p* befestigte Kasten hängt nach unten, und eine am Mönch einer kleineren Druckwasserpresse feste Platte *g* legt sich unter den Kasten, so daß die Splinte, welche ihn bisher an der Modellplatte festhielten, ausgezogen werden können. Infolge Ablassens des betreffenden Druckwassers senkt sich die Platte *g* und die Form wird langsam von den Modellen abgezogen. Der Wagen *w* wird dann noch weiter nach außen geschoben, die Platte *d* gewendet, ein neuer Kasten aufgesetzt und der angegebene Arbeitsgang wiederholt. Gerade so wird der zweite Wagen von der anderen Maschinenseite aus benutzt. Fig. 1510 dürfte hiernach ohne weiteres verständlich sein. Es sei nur noch darauf aufmerksam gemacht, daß eine der Säulen des Maschinengestelles, nämlich die mit *h* bezeichnete, dicker gemacht ist als die andere, um einen Drehkran aufnehmen zu können. Dieser Drehkran wird auch durch Druckwasser betätigt. Er vereinigt sich so in recht hübscher Weise mit der Maschine.

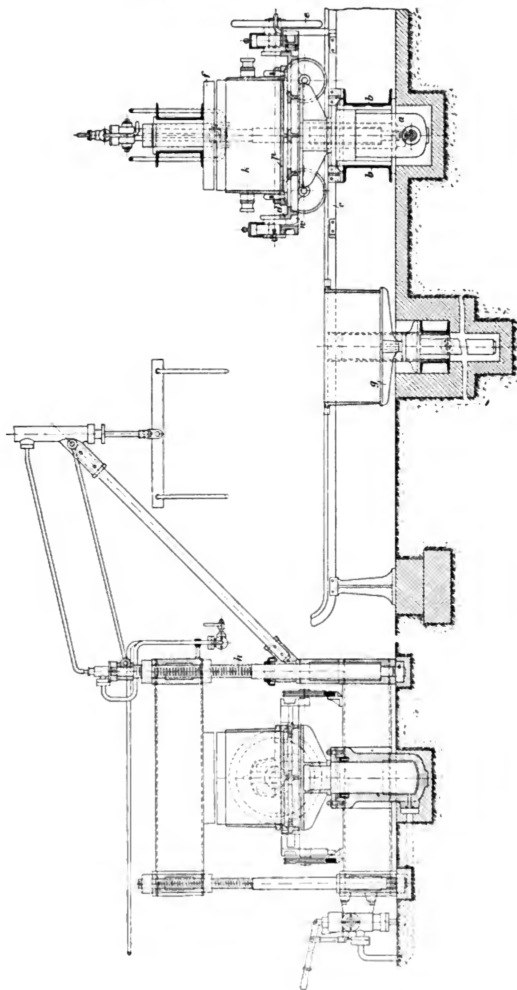


Fig. 1511.

Fig. 1510.

Dieselbe Fabrik baut eine, Bockmaschine genannte, Formpresse, bei welcher das Pressen entweder durch eine sehr kräftige Kurbel oder durch Druckwasser stattfindet, während sonstige Unterschiede in der Bauart nicht

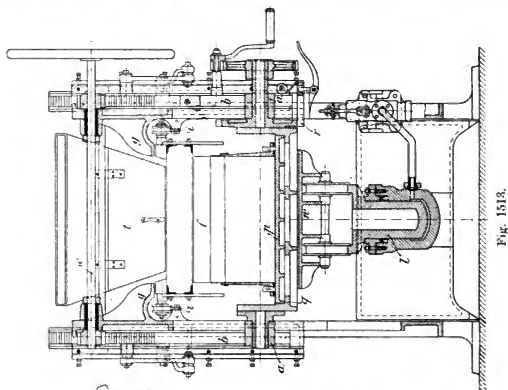


Fig. 1513.

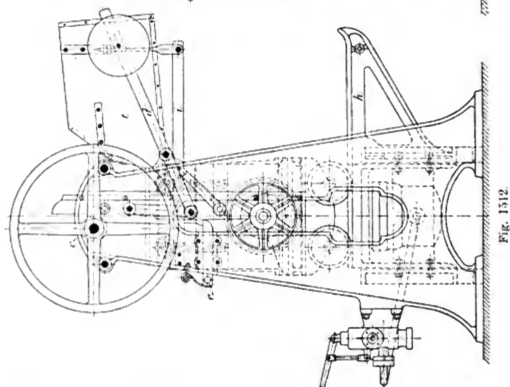


Fig. 1512.

vorhanden sind. Ich wähle zur Darstellung des Wesens dieser Maschine die mit Druckwasser arbeitende (Fig. 1512 und 1513). Es ist eine ähnliche Wendeplatte *q* wie bei der vorigen Maschine vorhanden. Auf ihr

sitzt die Modellplatte *p*, mit welcher der im Lichten 600 mm lange, 500 mm weite Formkasten durch Stifte und Keile verbunden ist. Die Platte *q* ist mit ihren Zapfen in den Lagern *a* drehbar, und zwar durch eine Handkurbel mit Rädervorgelege. Ein Riegel *r* (Fig. 1513) hindert, wenn vorgeschoben, jede Drehung der Platte *q*. Die Lager *a* sitzen an den lotrecht geführten Zahnstangen *b*, in welche zwei auf der Welle *c* festsitzende Zahnräder greifen. Durch Drehen des ebenfalls auf *c* festen Handrades ist sonach möglich, die Platte *q* auf- und abzuschieben. Mit Gegengewichten behaftete Hebel *d* erleichtern diese Verschiebungen, und zwei Riegel *e* (Fig. 1512) hindern, wenn eingreifend, die Zahnstangen *b* nebst der Platte *q* usw. nach unten zu fallen. Befinden sich Formkasten und Aufsetzrahmen in der für die Abbildung angenommenen Lage, ist dagegen die mit Rollen auf den Schienen *i* fahrbare Gegendruckplatte *f* in bezug auf Fig. 1512 nach rechts verschoben, so füllt man Formkasten und Aufsetzrahmen aus dem Sandbehälter *t*. Man zieht dann *f* zurück, so daß diese Gegendruckplatte genau über den Kasten zu liegen kommt. Der Wagen *w* steht auf Schienen des Mönchs *l*; läßt man Druckwasser unter diesen Mönch treten, so hebt er den Wagen *w* und drückt unter dessen Vermittlung die Platte *q* nach oben und den Sandinhalt des Formkastens gegen die Platte *f*, wobei letztere durch die am Maschinengestell festen Nasen *g* gestützt wird. Nach vollzogener Pressung läßt man *l* in seine tiefste Stellung sinken, beseitigt den Aufsetzrahmen, schiebt *f* zur Seite, nötigenfalls auch den Wagen *w* auf die Schienen *h* und hebt dann *q* so viel, daß diese Platte mit dem an ihr festen Kasten geschwenkt werden kann, setzt dann den Kasten mit seinem Rücken auf den Wagen, löst die ihn bisher festhaltenden Keile und hebt *q* und die Modellplatte *p* mit Hilfe der Zahnstangen von dem Kasten ab. Nunmehr wird der fertige Kasten mit dem Wagen auf die Schienen *h* gefahren und mittels eines Kranes abgehoben.

Diese Maschine formt zurzeit nur Unter- oder Oberkasten. Man verwendet deshalb zwei Maschinen gleichzeitig oder — für kleinere Betriebe — formt zunächst eine Anzahl Unterkasten und dann — nach Auswechseln der Modellplatte *p* — eine gleiche Zahl Oberkasten.

Diese Schwäche vermeidet die von derselben Firma (Badische Maschinenfabrik und Eisengießerei) gebaute Maschine, welche die Fig. 1514 u. 1515 in zwei lotrechten Schnitten darstellen. Sie ist mit einer Wendeplatte *q* versehen, die auf einer Seite die Modellplatte für den Unter-, auf der anderen Seite diejenige für den Oberkasten enthält. Die Formkasten sind im Lichten 800 mm lang und 600 mm weit. Die Wendeplatte *q* wird mit Hilfe eines Handrades in oben offenen Lagern der Böcke *e* gedreht; eine geeignete Verriegelung ist natürlich vorgesehen. Die Böcke *e* sind auf zwei kräftigen, am Grundmauerwerk verankerten I-förmigen Walzeisen *c* befestigt. Diese Balken *c* tragen gleichzeitig die Nonne *a* der Wasserdruckpresse, die Schienen *d* des Wagens *w* — die (nach Fig. 1515) rechts noch auf das Grundmauerwerk gestützt sind — und den Stiefel *s* für den Steuerschieber. Die Gegendruckplatte *f* sitzt an zwei starken Eisenbalken, die mit lotrechten U-Eisen *h* vernietet sind und unter Vermittlung von Rädern auf Schienen *g* verschoben werden können. Man füllt den nach oben gerichteten Kasten nebst Aufsatzrahmen mit Formsand, verschiebt die Gegendruckplatte so weit, daß sie genau über dem Formkasten sich befindet und läßt Druckwasser in *a* eintreten, so daß der Mönch *b* sich hebt, den über ihm befindlichen

Fig. 1515.

Fig. 1514.

Wagen *w* mitnimmt und gegen den nach unten hängenden Kasten drückt, endlich die Wendeplatte *q* hebt und den Sand des über ihr befindlichen Kastens gegen *f* drückt. Um zu verhüten, daß hierbei *f* nebst den beiden lotrechten U-Eisen *h* nachgeben, sind an die unteren Enden der letzteren Nasen *i* genietet, welche unter an *c* befestigte Nasen *o* greifen. Nachdem der Mönch *b* in seine tiefste Lage zurückgekehrt ist, schwenkt man *q* um

Fig. 1516.

180°, hebt den Mönch nebst Wagen *w* wieder so viel, daß der Rücken des eingeformten Kastens auf dem Wagen ruht, löst die Keile, welche den Kasten mit seiner Modellplatte verbinden, und läßt den Kasten mit dem Wagen und dem Mönch langsam sinken, so daß die Räder des Wagens *w* auf die Schienen *d* sich setzen und Wagen nebst Formkasten ausgefahren werden kann. Es sei noch bemerkt, daß der an der Platte des Mönchs *b* feste Stift *n* (Fig. 1514) eigenmächtiges Drehen des Mönchs verhüten soll.

Beachtenswerte Abweichungen von der soeben beschriebenen Maschine lassen die Fig. 1516 und 1517 erkennen, welche eine Formpresse der **Vereinigten Schmirgel- und Maschinenfabriken** darstellen. Hier sitzen ebenfalls an beiden Seiten der Wendeplatte *q* Modellplatten *p*; die Zapfen

Fig. 1517.

der Wendeplatte *q* drehen sich aber in geschlossenen Lagern, die mittels der gut geführten Stangen *b* mit dem Querhaupt *c* des Mönchs *d* in fester Verbindung stehen, so daß der auf den Mönch *d* ausgeübte Druck über *c*, *b* und *a* auf die Wendeplatte *q* übertragen wird. Hierdurch ändert sich die Arbeitsweise gegenüber der vorhin angegebenen erheblich. Der Balken *g* für die Gegendruckplatte *f* ist auf Schienen fahrbar, welche an dem kräftigen Querhaupt *e* befestigt sind: die Enden von *g* greifen unter Ausleger von *e*, sobald *g* von unten entsprechenden Druck erfährt. Die Verbindung

des Querhauptes *e* mit dem Grundrahmen der Maschine lassen die Abbildungen ohne weiteres erkennen.

Man arbeitet nun wie folgt mit der Maschine: Der jetzt unten befindliche, mit seinem Rücken auf dem Wagen *w* ruhende Kasten ist eingeformt; es werden die ihn mit seiner Modellplatte verbindenden Keile gelöst, der zurzeit oben befindliche Kasten und der Aufsatzrahmen mit Sand gefüllt, Gegendruckplatte *f* und Balken *g* über den Kasten gebracht. Läßt man nun durch die bei *h* befindliche Steuerung Druckwasser unter den Mönch *d* gelangen, so wird zunächst die untere Modellplatte von ihrem Kasten abgehoben und bald darauf die Pressung des im oberen Kasten befindlichen

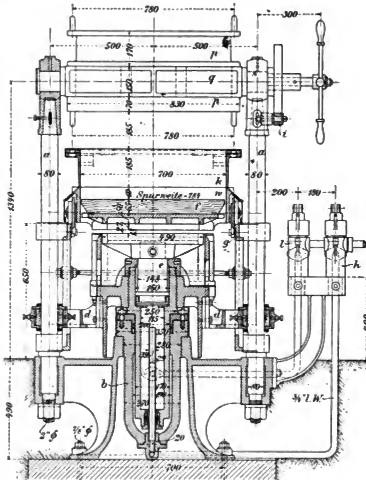


Fig. 1518.

Sandes vollzogen. Vor dem Senken der Wendeplatte *q* hat man den Wagen mit dem darauf befindlichen fertigen Formkasten vorgezogen. Man beseitigt den Aufsetzrahmen und senkt die Wendeplatte *q* so weit, daß sie mit Hilfe des Wurmes *i* und Handrades *l* um 180° geschwenkt werden kann usw.

Endlich führe ich noch eine eigenartige, zu den bisher beschriebenen gehörige Formpresse der **Vereinigten Schmirgel- und Maschinenfabriken** an, bei welcher die Wendeplatte *q* (Fig. 1518 u. 1519) mit ihren Zapfen in durch Stangen *a* dem Grundstock der Maschine fest angeschlos-

senen Lagern zu drehen ist.[1]) Das Drehen der Wendeplatte erfolgt mittels eines Handkreuzes; ein mit Gegengewicht versehener Klinkhebel *i* hält die Wendeplatte *q* in den beiden zu benutzenden Lagen fest. Grade unter der Wendeplatte ist in den Fuß der Maschine eine Nonne *b* gesetzt, in welcher ein Mönch *c* sich lotrecht verschieben kann. Er trägt ein Querhaupt, an dem einerseits an den Stangen *a* sich führende Arme *d*, anderseits ein Aufsatz geschraubt ist, der zum Heben des Wagens *w* dient. In diesem Wagen befindet sich die Druckplatte *f*; sie ruht in ihrer untersten Lage auf nach innen vorspringenden Nasen des Wagens *w*. Das obere Ende

Fig. 1519.

von *c* ist als Nonne ausgebildet, und in ihr ist der Kolben *e* lotrecht verschiebbar, welcher, wenn Druckwasser unter ihn gelangt, die Druckplatte *f* hebt.

Um einzuformen, zieht man den Wagen *w* nach außen, setzt den Formkasten mit seinem Rücken auf und füllt ihn mit Sand. Der Aufsetzrahmen fällt hier hinweg, weil die Druckplatte *f* entsprechend tiefer liegt als der obere Rand des Wagens *w*. Man schiebt nun den Wagen nebst Formkasten in die Presse, läßt mit Hilfe des Steuerschiebers *l* Druckwasser unter den

[1]) D.R.P. No. 50223.

Mönch *c* treten, welcher den Formkasten fest gegen die Wendeplatte *q* und die nach unten gerichtete Modellplatte *p* drückt. Nunmehr öffnet man mittels des in *h* befindlichen Steuerschiebers dem Druckwasser den Weg unter den Kolben *e*, so daß der Sand gepreßt wird. Wird alsdann dem gebrauchten Druckwasser freier Abfluß gewährt, so wird die Form von den Modellen abgezogen.

Bei den vorstehend beschriebenen Formpressen findet nach dem Pressen des Sandes nur ein Abheben der erzeugten Form statt. Es sei deshalb ausdrücklich hervorgehoben, daß die Formpressen auch mit Durchziehvorrichtungen versehen werden.[1]) Es möge hier die Abbildung einer Richardschen Maschine wiedergegeben werden, zumal diese Maschine in ihrem Aufbau von der bisher beschriebenen ganz erheblich abweicht.

Fig. 1520 ist zum Teil ein Aufriß, zum Teil ein lotrechter Schnitt. Fig. 1521 ein wagerechter Schnitt der Maschine. Das Gestell der Maschine

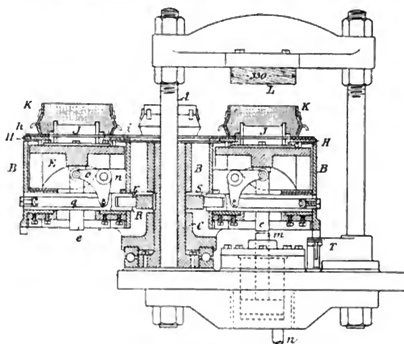


Fig. 1520.

besteht aus einer Grundplatte, einer Kopfplatte und zwei diese beiden verbindenden kräftigen Bolzen. Einer der letzteren, *A*, ist von einer hohlen Säule *C* umgeben, um welche der kastenartige Körper *B* gedreht werden kann. Auf die vier Flügel des letzteren werden die Formkasten *K* gesetzt. In jedem der vier Flügel ist ein an den Ecken gut geführter viereckiger Kolben *E* lotrecht verschiebbar; er trägt das Modell *J*, welches durch die Abstreif- oder Durchziehplatte *i* nach unten ragt. Die Durchziehplatte *i* liegt auf der rechtsseitigen Platte *H*, welche auf Stiften *h* ruht. Der Kolben *E* wird in seiner gewöhnlichen Lage durch zwei an den Winkelhebeln *O* an-

[1]) J. Howard, The pract. mech. Journal, Aug. 1857, S. 124, mit Abb. Aikin und Drummond, Verhandl. d. Vereins z. Beförderung d. Gewerbefleißes 1880, S. 188, mit Abb. Richards, The Iron Age, 17. Febr. 1895, mit Abb. Prakt. Masch.-Konstr. 1895, Tafel 54. Rico, Der Techniker, Dezbr. 1886, mit Abb. The Iron Age, 5. Aug. 1886, mit Schaubild.

gebrachte Rollen getragen. Es sind diese Winkelhebel um einen Bolzen oder mit diesem drehbar, welcher in *n*, einer an *B* festen Doppelplatte, steckt. Ein Schlitten *R* ist in *B* wagerecht verschiebbar; er ist geschlitzt, damit ein an *E* sitzender Zapfen *e* hindurchragen kann. Dieser Schlitten *R* ist den herabhängenden Schenkeln der Winkelhebel *O* durch Stangen *q* einstellbar angelenkt, indem die Stangen an einen Klotz greifen, welcher die Mutter für die Schraube *b* (vgl. Fig. 1521) enthält. Durch das Gewicht von *E* wird die Spitze der Schraube *b* mit dem Schlitten *R* stets in Fühlung gehalten. In jedem der Schlitten *R* ist nun eine Rolle *r* gelagert, die sich gegen die an *C* feste Daumenscheibe *S* legt. Dreht man *B* um *C*, so nehmen diejenigen Kolben *E*, dessen Rollen *r* sich gegen die größeren Halbmesser von *S* legen, ihre gewöhnliche Höhenlage ein, diejenigen aber, deren Rollen kleinere Halbmesser von *S* berühren, sind nach unten gesenkt.

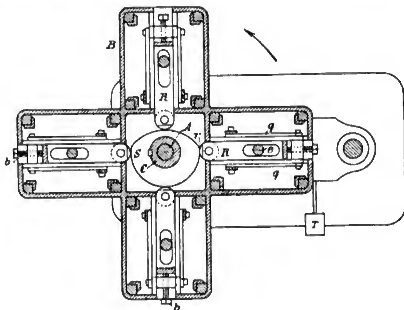


Fig. 1521.

An der Unterseite der vier Flügel *B* befinden sich Kerben, in welche ein mittels Trethebels *T* zu betätigender Keil greift, wenn einer der Flügel genau in der Gestellmitte sich befindet. In dieser Mitte enthält der Fuß der Maschine einen Stiefel, unter dessen Kolben mittels der Röhre *n* Dampf oder Druckluft gelassen werden kann; die Stange *m* des Kolbens ist in Fig. 1520 deutlich zu sehen.

Man arbeitet mittels dieser Maschine wie folgt: Auf den Flügel von *B*, welcher mitten vor dem Bolzen *A* sich befindet, wird ein Formkasten mit Aufsetzrahmen gesetzt. Der Kolben *E* befindet sich hier in gewöhnlicher Höhe, d. h. das eigentliche Modell *J* ragt über die Durchziehplatte *i* hervor. Man füllt Kasten und Aufsetzrahmen mit Sand und dreht *B* um 90°, so daß der Formkasten mitten über die Kolbenstange *m* und mitten unter die am Kopf des Maschinengestells befestigte Druckplatte *L* gelangt.

Nunmehr wird Dampf oder Druckluft unter den Kolben von *m* gelassen; *m* hebt *e*, den Kolben *E* und weiter den Formkasten, so daß die

Preßplatte L zur Wirkung kommt. Nach vollzogener Pressung dreht man B abermals um 90°, wobei sich E unter seine gewöhnliche Lage senkt, also das auf E feste Modell J durch die Durchziehplatte i nach unten gezogen wird usw. In der Quelle[1]) ist angegeben, daß diese Maschine täglich 265 Unter- oder Oberkasten liefere.

Auch bei der Formpresse von Bryant[2]) steht der Formkasten auf einem um seine lotrechte Achse sich ruckweise drehenden Körper, der hier plattenförmig ist, und wird so durch die einzelnen Bearbeitungsstufen geführt.

Weiter oben (S. 771) war von Abschlagformkasten die Rede, d. h. von solchen Formkasten, die man von der Form trennt, nachdem die Formhälften zusammengelegt sind.

Leeder[3]) legt die Formhälften schon in der Maschine zusammen und schiebt sie unmittelbar darauf aus den Formkasten, so daß nur ein Formkastenpaar nötig ist und dieses in der Maschine bleibt. Es ist angegeben, daß man mittels dieser Maschine — wenn sie von zwei Männern bedient wird — täglich bis zu 1000 ganze Formen zu liefern imstande sei!

Die Fig. 1522 bis 1525 stellen die Maschine so dar,[4]) wie sie von den Vereinigten Schmirgel- und Maschinenfabriken, vorm. Oppenheim & Co. und Schlesinger & Co. gebaut wird.

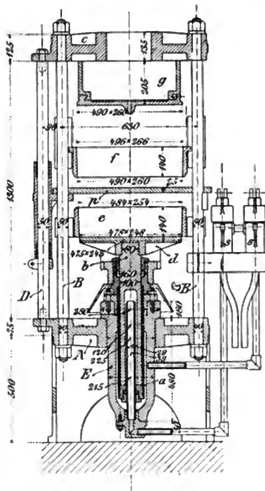


Fig. 1522.

Auf einem gußeisernen Fuß ruht die Platte A; in dieser sind zwei Bolzen B befestigt, welche die Kopfplatte C tragen. Ein dritter Bolzen D dient nur der Führung der Modellplatte p. Mitten in A steckt die Nonne E, die mit Wasser von 50 Atmosphären Spannung gespeist wird. Unmittelbar in E ist der hohle Mönch a verschieblich. Er trägt den Unterkasten e in einer Weise, die aus Fig. 1523 und 1524 gut erkannt werden kann. In dem Mönch a (Fig. 1522) steckt ein zweiter Mönch b, auf welchem die Platte d festsitzt. Die Modellplatte p enthält auf ihrer Unterseite die — nicht gezeichneten — Modelle für den Unterkasten, auf ihrer oberen Seite

[1]) The Iron Age, Febr. 1895, S. 272.

[2]) The Iron Age, Nov. 1896, S. 905, mit Abb. Engineering News, 18. Febr. 1897, mit Abb.

[3]) Iron, Okt. 1890, S. 334. mit Schaubild. Z. 1891, S. 1192, mit Abb. Revue industrielle, Jan. 1892, S. 1, mit Abb.

[4]) D.R.P. No. 50 223.

die Modelle für den Oberkasten; sie ist um den Bolzen *D* schwenkbar — die Grundrißfigur 1525 zeigt sie in ausgeschwenktem Zustande — und längs dieses Bolzens verschiebbar. Ein auf *D* festgeklemmter Ring begrenzt ihre

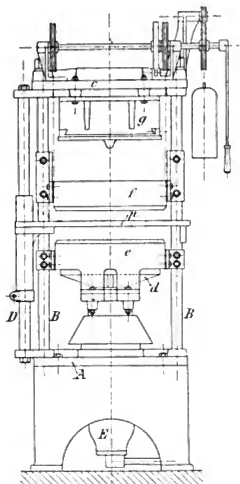


Fig. 1523.

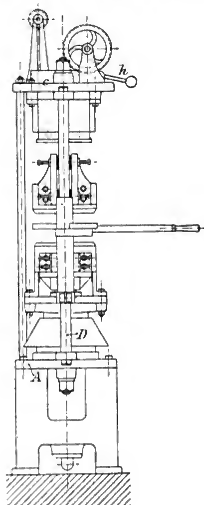


Fig. 1524.

tiefste Lage. *f* bezeichnet den Oberkasten. Er wird wie der Unterkasten (vgl. Fig. 1523 bis 1525) an den Bolzen *B* genau geführt und hängt an zwei Ketten, die an Rollen einer über der Kopfplatte *C* gelagerten Welle

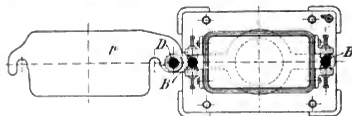


Fig. 1525.

befestigt sind. An einer dritten Rolle dieser Welle ist eine Kette befestigt, an der ein Gegengewicht hängt. Auf derselben Welle sitzt eine vierte Rolle, welche durch den Handhebel *h* festgeklemmt wird, wenn eigen-

mächtiges Verschieben des Formkastens *f* gehindert werden soll. Der am Kopfstück *C* feste Körper *g* trägt an seiner unteren Seite die Druckplatte; an dieser ragt ein warzenartiger Körper hervor, welcher den Eingußtrichter ausbildet.

Man legt — bei ausgeschwenkter Modellplatte *p* — auf *d* einen hölzernen Rost oder ein Brett, füllt den Unterkasten mit Sand, schwenkt *p* ein, senkt — nach Lösen der durch *h* bewirkten Sperrung — den Oberkasten *f* bis auf die Modellplatte und füllt *f* mit Sand, läßt nun mittels der Steuerung *ss* Druckwasser unter *a* treten, wodurch *e*, *p* und *f* gehoben werden und das Pressen des Sandes im Oberkasten erfolgt. Dann läßt man Wasser unter *b* treten, so daß der Inhalt des Unterkastens gepreßt wird. Mit dem Abfließen des gebrauchten Druckwassers, zuerst vom Mönch *b*, dann vom Mönch *a*, senken sich diese und es lösen sich die Formen von den Modellen ab. Es wird dann *p* ausgeschwenkt, der Oberkasten auf den Unterkasten hinabgelassen und ersterer mit letzterem verklammert. Läßt man nun wieder Druckwasser unter *b* treten, so schiebt die Platte *d* die zusammengelegten Formhälften nach oben aus den Kasten, so daß die ganze Form mittels der Hand fortgenommen werden kann.

Man bringt oft Gasflammen oder ein Kohlenbecken so an, daß die ausgeschwenkte Modellplatte *p* über dieser Erwärmungsvorrichtung liegt.

Die Fabrik baut solche Formmaschinen für Kasten bis 860 mm lichter Länge und 600 mm Weite.

Fig. 1526 bis 1528 stellen eine Ausführungsform der vorliegenden Maschine dar, welche nur eines Druckkolbens bedarf;[1]) sie wird von den Vereinigten Schmirgel- und Maschinenfabriken für rechteckige Formkasten von 200 bei 380 mm bis 400 bei 660 mm Weite, oder für runde Formkasten bis 500 mm Weite gebaut. Der obere Teil der Maschine unterscheidet sich nicht nennenswert von der vorhin beschriebenen; daß die Modelle mit der Modellplatte *p* durch Gipsverguß verbunden, vielleicht selbst aus Gips gegossen werden, ist für den Bau der Maschine nebensächlich. Im Fuß des Maschinengestelles befindet sich ein Stiefel, dessen Kolben durch Dampfdruck betätigt wird. Ein mittels Handhebels zu steuernder Dampfschieber läßt Dampf ein- bzw. ausströmen. Mit der Kolbenstange ist nur die Platte *a* fest verbunden. Die Platte *f*, mit welcher der Unterkasten verschraubt ist, wird nur nach Bedarf an der Kolbenstange festgeklemmt. Hierzu dienen zwei in Bohrungen der Platte *f* frei verschiebliche Stangen *s*, welche durch die Querstücke *t* miteinander verbunden sind, eine Schraube *i*, deren Muttergewinde in einem der Querstücke *t* ausgebildet ist und die man mittels Handkreuzes drehen kann, und zwei in rechteckigen Löchern von *f* verschiebbare Klötzchen *n*, deren ausgehöhlte Enden sich unmittelbar gegen die Kolbenstange legen. Das Formverfahren beginnt, wie bei der früheren Maschine, mit dem Füllen des untersten Kastens. Dem folgt das Einschwenken der Modellplatte, Senken des Oberkastens und Füllen des letzteren. Nunmehr wird die Klemme angezogen, welche *f* und den Unterkasten mit der Kolbenstange verbindet, und Dampf unter den Kolben gelassen, so daß beide Kasten nebst der dazwischen liegenden Modellplatte nach oben geschoben werden, und das Pressen des im oberen Kasten befindlichen Sandes stattfindet. Ist das geschehen, so löst man die Klemme

[1]) D.R.P. No. 82683.

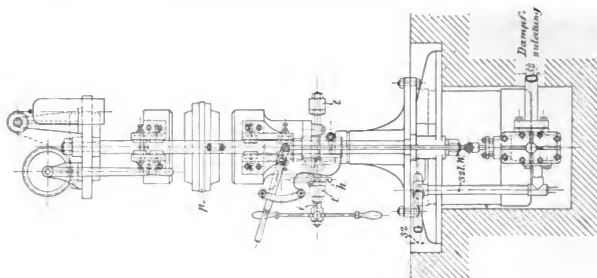


Fig. 1528.

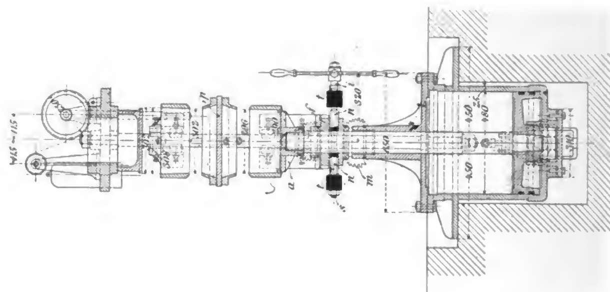


Fig. 1527.

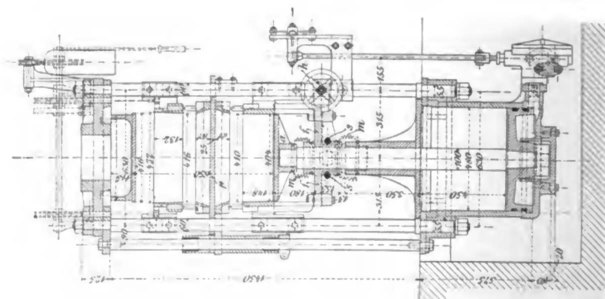


Fig. 1526.

und läßt die Platte *a* in dem Unterkasten das Verdichten des Sandes vollziehen. Man läßt dann den Kolben sinken, schwenkt die Modellplatte aus, senkt den Oberkasten auf den Unterkasten und verklammert beide miteinander, klemmt den Unterkasten mittels des Handrades *h* an dem Maschinengestell fest und läßt den Kolben abermals steigen, um die fertige Form auszuheben.

E. Zahnräder-Formmaschinen.

Um die weitere Ausbildung der J. G. Hofmannschen Formmaschine (S. 773) hat sich zunächst Scott[1]) verdient gemacht, insbesondere mit dem Ersatz der Teilscheibe durch Wurmrad und Wurm. Scott teilte im übrigen nach dem Verfahren von Reichenbach,[2]) natürlich in einer dem vorliegenden Zweck angepaßten Weise.

Es ist jetzt für Räderformmaschinen ein Einteilverfahren allgemein üblich, welches zwar Wurmrad und Wurm benutzt, im übrigen aber von demjenigen, welches Scott benutzte, ganz abweicht. Es soll bei der hier folgenden Beschreibung einer von Wagner & Co. gelieferten Formmaschine mit erörtert werden.

Diese Maschine stellen Fig. 1529 und 1530 in zwei Ansichten dar; sie ist für Zahnräder von 500 bis 3600 mm Durchmesser und bis zu 450 mm Breite bestimmt.

An den Stellen der Gießerei, woselbst das Einformen solcher Räder stattfinden soll, ist in vertiefter Lage ein Bock *A* gehörig befestigt. In die obere Bohrung dieses Bockes wird zunächst eine dünnere Spindel gesteckt, die zum Führen einer das Ausschneiden der Form bewirkenden Lehre dient. Der Bock *A* nimmt dann die vorliegende Maschine auf, indem eine starke, in die hohle Spindel *C* geklemmte Spindel *B* eingesteckt wird. Auf dem oberen Ende von *C* sitzt das Wurmrad *F* fest und ist eine Öse *o* angebracht, welche ermöglicht, die Maschine an einen Kran zu hängen. Zwischen dem Wurmrad *F* und dem in Fig. 1530 sichtbaren Teil von *C* ist letztere Spindel dünner als unten; es steckt hier um sie drehbar der Körper *D*, welcher unten zwei breite Furchen enthält, in denen der Doppelbalken *E* verschoben werden kann, und oben mit der Lagerung der Wurmwelle versehen ist. An dem einen Ende des Doppelbalkens *E* sitzt die Führung für den Schlitten *H*, und an diesem unten das Zahnlückenmodell *M*. An *H* sitzt ferner eine Zahnstange, in welche das Zahnrad *d* (Fig. 1530) greift; die Welle des letzteren wird durch Wurmrad und Wurm von dem Handrad *e* (Fig. 1529) aus gedreht, so daß ruhiges Verschieben von *H* gesichert, eigenmächtiges Sinken dieses Schlittens aber gehindert ist. Die Führung *G* nebst den Lagern für die Wellen des Zahnrades *d* und Handrades *e* lassen sich am Kopfende des Doppelbalkens um einen kleinen Winkel drehen — Gradteilung und Zeiger (Fig. 1529) gestatten, diese Drehung nach Wunsch einzustellen —, so daß möglich ist, den Schlitten in geneigter Bahn zu verschieben, wenn schräge Zähne geformt werden sollen. Ein an *H* zu

[1]) Engl. Patent No. 2751 vom 25. Okt. 1865. Zeitschr. d. österr. Ingen. u. Archit.-Vereins 1869, S. 93, mit Abb. Dingl. polyt. Journ. 1869, Bd. 194, S. 292, mit Abb.

[2]) Gilbert, Annalen 1821, Bd. 68, S. 54, mit Abb.; Bd. 69, S. 307. Dingl. polyt. Journ. 1821, Bd. 6, S. 129, mit Abb. Herm. Fischer, Allgem. Grundsätze und Mittel d. mechan. Aufbereitens, Leipzig 1888, S. 682, mit Abb. Vgl. ferner: Räderteilmaschinen, Z. 1895, S. 1500, mit Abb.

befestigender Ring *a* wird so eingestellt, daß er sich auf den oberen Rand der Führung *G* legt, sobald das untere Ende des Modelles auf der Sohle

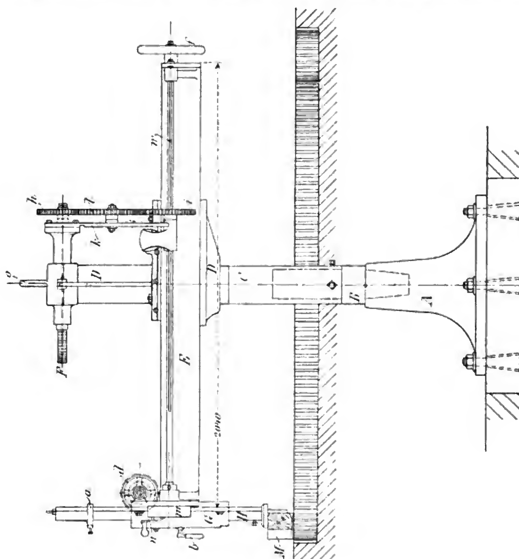


Fig. 1530.

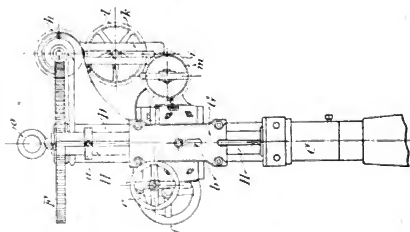


Fig. 1529.

der Form ankommt. Eine Druckschraube mit Handhabe *b* gestattet den Schlitten *H* festzustellen, so daß etwaiger Spielraum in der Führung beim

Einstampfen der Zahnlücke sich nicht fühlbar machen kann. Der Doppelbalken *E* wird in den Nuten des Körpers *D* mittels einer langen Schraube verschoben, an welcher das Handrad *f* sitzt.

Das Einteilen geschieht mit Hilfe der Handkurbel *n*. Dieselbe steckt auf dem Bolzen eines an der Welle *w* festen Kopfes und wird durch eine Feder so beeinflußt, daß ihr von der Handhabe abgewendetes Ende sich gegen den Rand des an *E* festen Ringes *m* legt. In diesem Rande ist eine oder es sind mehrere Ausklinkungen angebracht, in welche die Kurbel *n* genau paßt. Dreht man die Kurbel, so fällt ihr von der Handhabe abgewendeter Teil in die Ausklinkung, und ein weiteres Drehen ist erst möglich, nachdem man durch einen Druck auf die Handhabe die Kurbel *n* aus der Ausklinkung gehoben hat. Ist nur eine solche Ausklinkung vorhanden, so wird durch die in Rede stehende Einrichtung die ganze Drehung der Kurbel *n* und Welle *w* genau begrenzt, sind mehrere Ausklinkungen an *m* ausgebildet, so kann auch die halbe oder eine kleinere Drehung genau begrenzt werden. Hierauf beruht das Einteilverfahren. Es soll der Arbeiter nach dem Ausheben des Modells die Kurbel *n* einmal, zweimal oder mehrere Male ganz herumdrehen und dadurch das Weiterrücken des Modelles bewirken. Ein Irrtum ist demnach nur bei stärkerer Nachlässigkeit möglich. Verwendet man mehrere Ausklinkungen, so daß der Arbeiter jedesmal z. B. $3^1/_2$ Drehungen der Kurbel auszuführen hat, so kann leichter ein Versehen vorkommen, und wenn bei vier Ausklinkungen z. B. die Kurbel jedesmal um $1^3/_4$ gedreht werden soll, so ist schon einige Aufmerksamkeit nötig, wenn Fehler vermieden werden sollen. Mehrere Ausklinkungen erleichtern aber das Übersetzen der Drehungen auf den in das Wurmrad *F* greifenden Wurm. Die Welle *w* (Fig. 1530) ist lang genutet; auf ihr sitzt verschiebbar das an *D* gelagerte Stirnrädchen *i*, und dieses überträgt seine Drehungen unter Vermittlung des Zwischenrades *l* auf das an der Wurmwelle feste Zahnrad *h*. Es verhalten sich demnach die Drehungen von *h* und *i* umgekehrt wie ihre Zähnezahlen. Eine bestimmte Zähnezahl des einzuformenden Rades verlangt daher nicht allein eine weiter oben gekennzeichnete, bestimmte Drehung der Welle *w*, sondern auch ein zutreffendes Verhältnis der Zähnezahlen von *h* und *i*. Man macht daher *h* auswechselbar und schaltet *l* ein, um die Verbindung zwischen den eigentlich in Frage kommenden Rädern *h* und *i* bei den verschiedenen Größen von *h* zu gewinnen. *l* dreht sich lose um einen im Stelleisen *k* festen Bolzen.

Diejenigen Teile der Maschine, welche der Arbeiter regelmäßig zu bedienen hat — Zahnlückenmodell *M*, Handkurbel *n*, Handrad *e* und Handhabe *b* — sind nahe zusammengelegt.

Die vorliegende Maschine leidet an der Schwäche der stützenden Teile *A*, *B* und *C*, die in fühlbarem Grade elastisch nachgeben, wenn entweder der Schlitten *H* in großer oder in kleiner Entfernung von der Maschinenmitte gebraucht wird, und zwar infolge der dann eintretenden einseitigen Belastung. Das liefert natürlich ungenaue Formen. Man hat verschiedene Vorschläge zur Verhütung dieses Übelstandes gemacht. Es hat sich die Maschine von Briegleb, Hansen & Co.,[1]) welche als Stütze des verschiebbaren Balkens einen kräftigen Bock enthält, vielfach Eingang

[1]) D.R.P. No. 28591.

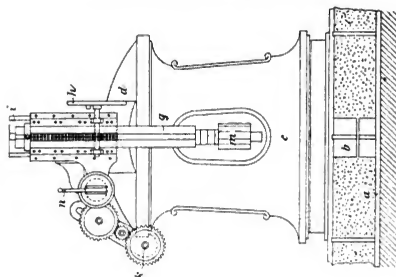


Fig. 1532.

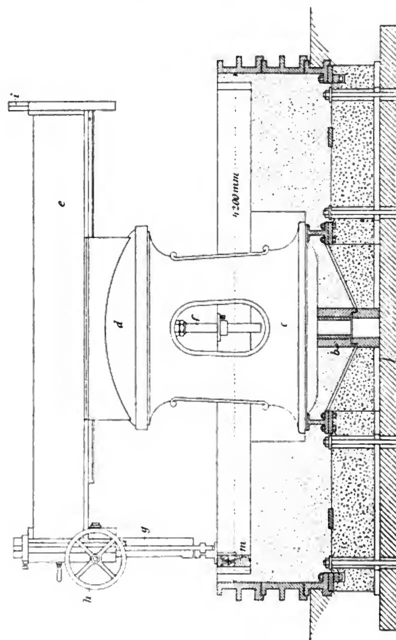


Fig. 1531.

verschafft. Fig. 1531 und 1532 stellen die Maschine in zwei Ansichten dar und enthalten zugleich Schnitte durch den Unterbau und die ringförmigen Formkasten. Die Maschine ist zum Einformen von Rädern bestimmt, die 2000 bis 6000 mm Durchmesser haben. Auf einem unter der Hüttensohle belegenen Mauerwerk ist der kräftige, sternförmige Grundrahmen *a* festgeschraubt. Dieser trägt zunächst den radartigen Körper *b*. Die Bohrung des letzteren ist ausgebüchst und bestimmt, die Spindel und zugehörige Lehre aufzunehmen, mittels welcher die äußere Radgestalt ausgeschnitten wird. Nach Wegnahme dieser Spindel setzt man auf den abgedrehten Kranz von *b* den Bock *c*. Dieser greift mit einem vorspringenden Rand in den Kranz von *b* und wird hierdurch ohne weiteres ausgerichtet. Auf dem Bock *c* ist die Haube *d* in genauen Führungen drehbar, und *d* enthält nachstellbare Führungen für den hohlgegossenen Balken *e*, an dessen einem Ende die Führung für den Schlitten *g* festsitzt. Man erkennt oberhalb der letzteren Führung den auf *g* einstellbaren Ring und am unteren Ende von *g* das hier befestigte Modell *m*. Der Balken *e* ist auf der Haube *d* mittels einer langen Schraube zu verschieben, welche die Abbildungen nicht erkennen lassen. Um mit Hilfe dieser Schraube das Modell nach dem geforderten Radhalbmesser genau einstellen und das Modell *m* auf seine richtige Lage gegenüber dem Radhalbmesser prüfen zu können, ist in der Mitte des Bockes *c* eine Spindel *f* befestigt. Man legt gegen diese Spindel ein halbrund ausgeschnittenes, mit Maßstab versehenes Richtscheit, dessen anderes Ende an das Modell *m* gehalten wird. Eine auf *f* in Höhe des oberen Formkastenrandes festgeklemmte Scheibe erleichtert dieses Anlegen des Richtscheites. Das Gewicht des Schlittens *g* ist mit Hilfe einer Kette, die von in dem hohlen Balken *e* gelagerten Rollen geführt wird, durch das Gegengewicht *i* nahezu ausgeglichen. Das Fortrücken des Modells nach Fertigstellung einer Zahnlücke erfolgt in weiter oben beschriebener Weise durch die Handkurbel *n* (Fig. 1532) mehrere Zwischenräder, die Wurmwelle *k* und den an diesem sitzenden Wurm, der in das an *c* feste, von der Haube *d* gut überdeckte Wurmrad greift. Im vorliegenden Falle werden die ringförmigen Formkasten durch eingedrehte Falze ausgerichtet. Auf dem Grundgerüst *a* finden sich abgedrehte Ringe verschiedenen Durchmessers, auf die man andere Ringe setzt, die zu dem betreffenden Raddurchmesser passen.

Eine Formmaschine von Buckley & Taylor[1]) ist der soeben beschriebenen von Briegleb, Hansen & Co. verwandt, weicht aber dadurch zu ihren Ungunsten von der letzteren ab, daß die zum Fortrücken des Modells dienende Kurbel weit abliegt von dem Modell und der Handkurbel, mittels welcher das Modell lotrecht verschoben wird.

Zum Einformen kleinerer Räder baute Jackson[2]) eine Maschine, bei welcher der Formkasten auf eine liegende Planscheibe gesetzt und mit dieser nach dem Einformen jeder Zahnlücke um eine Teilung weiter gedreht wird, während die Führung des das Modell tragenden Schlittens, und zwar längs eines Bettes, nur verschoben wird, um den richtigen Radhalbmesser zu erhalten. Die lange Spindel der Planscheibe ist nun unbequem

[1]) Revue industrielle, Aug. 1884, S. 315, mit Abb.
[2]) Wiecks Gewerbezeitung 1856, S. 346, mit Abb.

zu lagern; man hat an ihre Stelle die Führung durch kurzen, breiten Kegel (S. 84) oder auch durch ebene und walzenförmige Flächen gesetzt.

Eine solche, von Briegleb, Hansen & Co. gebaute Maschine stellen die Fig. 1533 bis 1535 dar. Das Bett *a* der Maschine ist im Grundriß

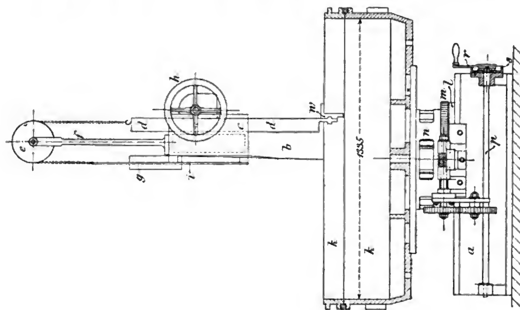


Fig. 1534.

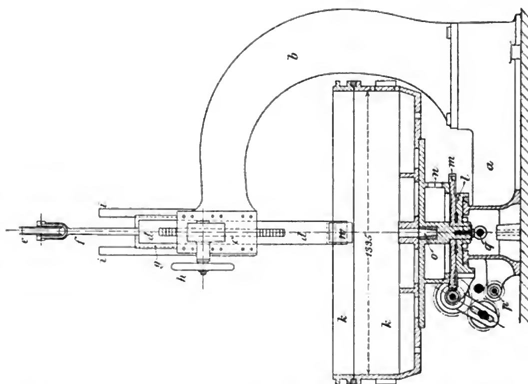


Fig. 1533.

(Fig. 1535) einseitig T-förmig. Auf dem einen Schenkel desselben ist der Bock *b* befestigt, in dessen Kopf *c* der Schlitten *d* genaue Führung findet. An das untere Ende des Schlittens *d* ist der das Zahnlückenmodell tragende Winkel *w* festzuschrauben, und dem oberen Ende ist eine über die Rolle *e*

geführte Kette angeschlossen, an welcher das Gegengewicht *g* hängt. Zum Tragen der Rolle *e* dient der Ständer *f* (Fig. 1533 und 1534) und die am Kopf *c* befestigten Flacheisenschienen *i* führen das Gegengewicht. In bezug auf Fig. 1535 muß bemerkt werden, daß man Kopf *c* und Schlitten *d*, auch die Schienen *i* geschnitten, die Rolle *e* nebst Ständer trotzdem im Grundriß gezeichnet und Formkasten *k* nebst Scheibe *n* weggelassen hat. Es findet das lotrechte Verschieben des Schlittens *d* durch Zahnstange und Rad statt; letzteres sitzt mit dem Handrade *h* auf derselben, in dem Deckel der Führung von *d* gelagerten Welle (Fig. 1535) fest.

Auf dem Querschenkel des Bettes *a* ist die Bettplatte *l* (Fig. 1533 und 1534) mit Hilfe der Schraube *q* verschiebbar. Auf ihr liegt drehbar das Wurmrad *m* und ferner der Gußkörper *n*, dessen nach unten gerichteter Zapfen (nach Fig. 1533) durch *m* und *l* ragt und dadurch seine Achsenlage sichert. Eine Nachstellbarkeit der durch diesen Zapfen gebotenen Führung ist nicht vorgesehen, da sich *m* und *n* für jedes einzuformende Rad nur etwas mehr als einmal ganz herumzudrehen haben. In *n* sitzt eine kegelförmig gebohrte Büchse *o*. Sie dient, wenn man das Ausschneiden des in den Kasten aufgestampften Formsandes in der Maschine selbst vornehmen will, zur Aufnahme der Spindel, um welche die betreffende Lehre gedreht wird. Häufig zieht man vor, dieses Ausschneiden über einer besonderen, feststehenden Platte vorzunehmen und dann erst den Formkasten in die Maschine zu bringen. In diesem Falle wird die Büchse *o* zum Ausrichten des Formkastens benutzt, der zu diesem Zweck in der Mitte seines durchbrochenen Bodens eine genaue Bohrung enthält. Es wird dann ebenfalls in *o* eine Spindel gesteckt, mit Hilfe welcher — nach dem Ausrichten — der Abstand der Formkastenmitte von dem Zahnlückenmodell gewonnen wird. Ein als Maßstab ausgebildetes, an die Spindel gelegtes Richtscheit (S. 815) bietet gleichzeitig Gelegenheit, die richtige Lage des Modelles zu prüfen. Nach dem Einstampfen einer Zahnlücke wird der Formkasten mit Form um eine Teilung weitergerückt, und zwar durch einen in das Wurmrad *m* greifenden Wurm und Zwischenräder von der langgenuteten Welle *p* aus, an deren Ende die Kurbel *r* sitzt. Sie ist vor dem Rande des festen Ringes *s* zu drehen, und fällt nach zutreffender Drehung in eine Ausklinkung von *s*, wie S. 809 beschrieben wurde.

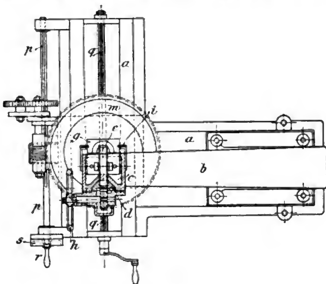


Fig. 1535.

Fig. 1536 zeigt eine andere von Briegleb, Hansen & Co. gebaute Ausführungsform derselben Maschine. Abgesehen von der etwas anderen Gestalt des Maschinenbockes, ist hier die Verschiebung des das Zahnlücken-

modell tragenden Schlittens anders. Es fehlt nämlich das Gegengewicht, weshalb auf der Welle, auf welcher das in die Zahnstange des Schlittens greifende Zahnrad sitzt, ein (in dem Ausleger verdeckt liegendes) Wurmrad befestigt ist, das ein Wurm mit lotrechter Welle betätigt.

Heintzmann & Dreyer[1]) haben die vorliegende Aufgabe wie folgt gelöst: Auf dem Bett *F* (Fig. 1537 und 1538) der Maschine sind zwei Planscheiben *A* angeordnet. Sie greifen mit walzenfömigen Zapfen *M* in Bohrungen des Bettes *F* und sind in lotrechter Richtung durch in kreisförmigen Rillen liegende Stahlbälle gestützt. Es ist auf *F* eine nach oben sich verjüngende Säule *C* befestigt, welche eine ausgebohrte Röhre umschließt. An dieser Röhre sitzt einerseits ein Ausleger mit der Schlittenführung *B*, anderseits ein Gegengewicht. In *B* wird der Schlitten *D* durch Zahnstange und Rad, kurze Welle, Wurmrad und Wurm mittels eines Handrades verschoben. Die Röhre wird um die Säule mittels Wurm und Wurmrad — letzteres sitzt am unteren Ende der Röhre — gedreht. Wegen der schlanken Gestalt von *C* ist dieses Drehen jedoch nur möglich, wenn man die Röhre mittels einer in ihrem Kopfe steckenden Schraube und einem Handkreuz ein wenig hebt. Bewegt man die Schraube rückwärts, so sitzt die Röhre auf *C* fest.

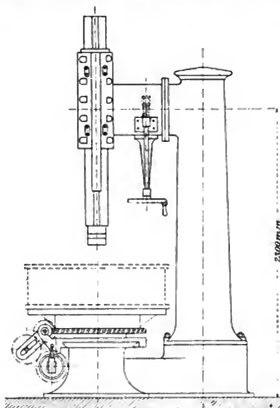


Fig. 1536.

Es wird die Drehbarkeit der Röhre zunächst benutzt, um das am unteren Ende des Schlittens *D* sitzende Zahnlückenmodell für den Halbmesser des über *A* einzuformenden Zahnrades richtig einzustellen. Es ist diese Einstellung weniger einfach als bei den bisher beschriebenen Maschinen, da sich mit der Länge des fraglichen Halbmessers gleichzeitig seine Lage gegenüber dem Modell ändert. Aus letzterem Anlaß ist das Zahnlückenmodell *b* nicht unmittelbar mit *D* verbunden, sondern ein um den Zapfen *a* (Fig. 1539 und 1540) drehbares Zwischenstück *E* eingeschaltet. Man steckt in eine kegelförmig gebohrte Büchse der Planscheibe *A* eine Spindel *G*, auf welcher ein als Maßstab ausgebildetes Richtscheit *op* (Fig. 1537, 1539 und 1540) steckt. Dieses Richtscheit ist durch eine Öffnung von *E* geschoben und liegt unmittelbar auf dem Zahnlückenmodell, so daß an Hand desselben die zutreffende Einstellung leicht geschehen kann. In früher beschriebene:

[1]) Z. 1887, S. 824, mit Abb.

Weise wird die betreffende Planscheibe nebst Formkasten nach dem Einformen einer Zahnlücke um eine Zahnteilung weitergerückt.

Es sind nun zwei Planscheiben *A* angebracht, um auf der einen den Formkasten vorzubereiten, während auf der anderen das Einformen der Zähne stattfindet. Man benutzt zum Ausschneiden der äußeren Radgestalt

Fig. 1537.

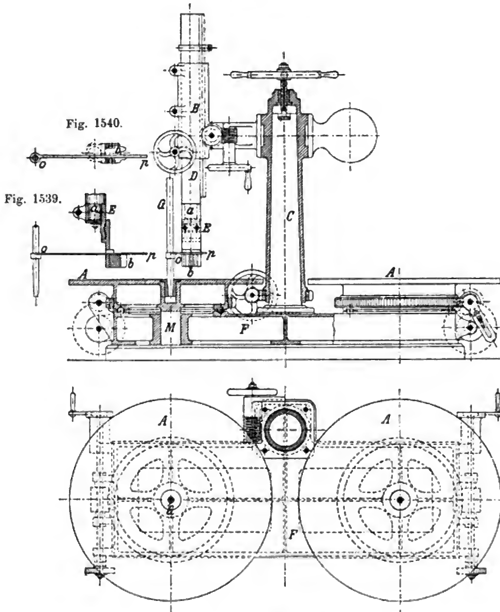


Fig. 1538.

eine mittels der Hand bewegte Lehre, die sich um die zu diesem Zweck eingesteckte Spindel *G* oder eine dieser ähnlichen dreht. Es ist dann nur der Schlitten *D* über die vorbereitete Form zu schwenken, um diese zu vollenden.

Im Jahre 1871[1]) sah ich zufällig in der Gießerei von O. Gruson

[1]) Dingl. polyt. Journ. 1882, Bd. 246, S. 170.

Formmaschinen, welche an den Langwänden der Gießerei befestigt, über den Formkasten sich befanden. Die Formkasten standen auf dem Fußboden oder auf niedrigen Gerüsten. Diese Aufstellungsweise hat mit der durch Fig. 1529 bis 1532 dargestellten gemein, daß sämtliche bewegliche Teile der Maschine über der zu erzeugenden Form liegen, also vor dem Auffallen von Formsand geschützt sind; sie vereinigen damit den wesentlichen Vorteil der folgenden Maschinen, daß die Formmitte von raumerfordernden Stützungsteilen frei ist. Abbildungen solcher Maschinen habe ich nicht gesehen.

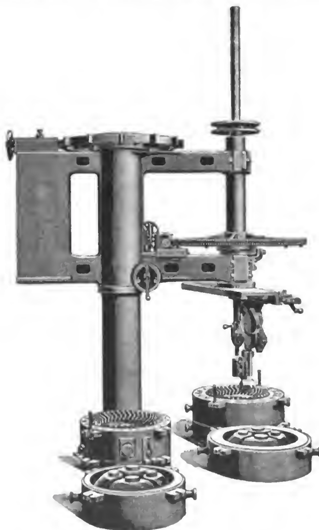


Fig. 1541.

Neuerdings[1]) ist eine von Urquhard, Linsay & Co. gebaute Maschine bekannt gegeben, bei welcher die wesentlichsten Eigenschaften der Grusonschen Maschine sich vorfinden, außerdem aber erhebliche Vervollkommnungen zu erkennen sind. Fig. 1541 ist ein Schaubild dieser Maschine. Eine kräftige, hohle, feststehende Säule ist an ihrem oberen Teil abgedreht und trägt hier das eigentliche Maschinengestell; dieses kann um die Säule frei gedreht werden, so lange man es nicht in seiner Lage verriegelt. Über dem Maschinengestell ist an der Säule ein Rad mit keilförmigen Zähnen befestigt, und links neben diesem Rade ist auf dem Maschinengestell ein durch Schraube und Handrad verschiebbarer Riegel angebracht, welcher mit seinem hohlkeilförmigen Ende über einen der keilförmigen Zähne des festen Rades geschoben werden kann, um das Maschinengestell festzulegen. Hierdurch ist ermöglicht, eine größere Zahl im Kreise rings um die Säule aufgestellter Formkasten nacheinander zu behandeln. In den rechtsseitigen Armen des Maschinengestells ist eine hohle Spindel gelagert, auf der das 180 Zähne enthaltende, zum Einteilen dienende Wurmrad festsitzt. Der Wurm wird unter Vermittlung auswechselbarer Räder durch eine Kurbel gedreht, welche etwa in der Mitte des

[1]) Engineering, März 1897, S. 396, mit Schaubild.

Bildes erkannt werden kann. Das Verfahren gleicht dem S. 809 beschriebenen. Man hat aber den Ring, in dessen Rand die Ausklinkung sich befindet, um seine Achse drehbar, d. h. einstellbar gemacht, um die Lage der Zahnlücke in dem sonst ausgerichteten Kasten etwaigen besonderen Anforderungen genau anpassen zu können. In der hohlen Spindel steckt eine volle, und zwar so, daß letztere die Drehungen der ersteren mitmachen muß, aber in ihrer Achsenrichtung frei verschoben werden kann. Die innere Spindel ist an ihrem oberen Ende mit Gewinde versehen, dessen Muttergewinde in einer am Maschinengestell gelagerten Kettenrolle ausgebildet ist, so daß durch Drehen der letzteren die innere Spindel nach oben oder unten verschoben wird. Mit der Kettenrolle ist eine oben geschlossene, das obere Ende der inneren Spindel umhüllende Röhre verbunden. Am unteren Ende der hohlen Spindel sitzt eine Platte, längs welcher ein Schlitten in wagerechter Richtung verschoben werden kann. Man benutzt die Maschine wie folgt: Nachdem die Spindeln über einen vorbereiteten Formkasten gebracht sind, wird dieser mittels der inneren Spindel und einer Wasserwage ausgerichtet. Handelt es sich um das Einformen eines Rades, bei welchem das Modell lotrecht nach oben abgezogen werden soll, so wird das Modell mit Hilfe eines Armes an der inneren Spindel befestigt. Das Weitere bedarf einer Erläuterung nicht. Soll das Modell in wagerechter Richtung abgezogen werden (für Wurmräde u. dgl., S. 774), so befestigt man es an dem Schlitten, den die an der hohlen Spindel feste Platte führt. Es ist hier ein einstellbarer Anschlag vorgesehen, welcher die äußere Lage des Modells genau begrenzt. Urquhart, Linsay & Co. haben noch eine dritte Möglichkeit für das Ausziehen des Modelles vorgesehen, nämlich in schräg gegen die Achse liegender Richtung. Dieses schräge Ausziehen soll für Stirnräder und für Kegelräder mit Pfeilzähnen verwendet werden. Es ist an dem wagerecht verschiebbaren Schlitten der hohlen Spindel eine lotrechte Platte angebracht, auf welcher eine zweite lotrechte Platte sich drehen und feststellen läßt. Diese enthält die Führung für einen Schlitten, an dem das Modell sitzt. Die Verschiebung des letzteren gegenüber der ersteren wird durch Zahnstange und Rad bewirkt.

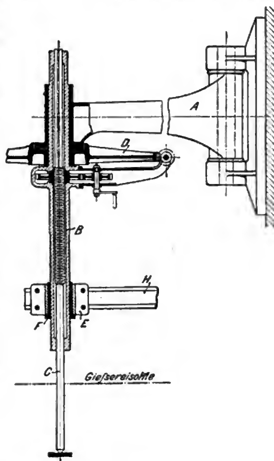


Fig. 1542.

Eine ähnliche, aber einfachere Maschine baut **Julius Wurmbach.**[1]) Nach Fig. 1542 ist an einer festen Wand ein Gelenk befestigt, an dem der Auslegerarm *A* in wagerechter Ebene geschwenkt werden kann, um die an *A* sitzende eigentliche Formmaschine über die Mitte des zu formenden Rades zu bringen. In dem freien Ende von *A* steckt drehbar die hohle Spindel *B* und in dieser die Spindel *C*, welche in *B* nur verschoben werden kann. Zu diesem Zweck ist *C* mit Gewinde versehen und in eine Ausbauchung von *B* eine zugehörige Mutter gelegt, welche man, unter Vermittlung eines Rädervorgeleges durch eine Handkurbel drehen kann, um *C* nach unten zu schieben, und dadurch den ziemlich langen Arm *A* wirksam zu stützen, oder *C* emporzuziehen, wenn *A* in eine andere Lage gebracht werden soll.

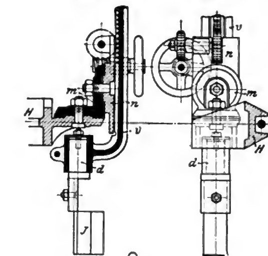


Fig. 1545.

Die hohle Spindel *B* ist mit einem Ausleger versehen, der die Lagerung des zum festliegenden Wurmrade *D* gehörigen Wurmes und die zum Einteilen erforderlichen Wechselräder usw. enthält. Auf ihr unteres Ende ist Gewinde geschnitten, zu dem die Mutter *F* gehört und um diese ist der Körper *E* drehbar, an welchem der wagerechte Arm *H* verschoben und festgeklemmt werden kann. An einem Ende von *H* ist die Führung *n* des Stößels *v* (Fig. 1543 bis 1545) so mit Hilfe des Winkels *m* verbunden, daß man sie um eine lotrechte und eine wagerechte Achse zu drehen und ihr demnach, innerhalb gewisser Grenzen, eine beliebige Lage geben kann. Das Modell *J* ist, vermöge des Zapfens *d*, im Stößel *v* drehbar. Man kann demnach die Lage und Verschiebungsrichtung jeder vorkommenden Zahngestalt anpassen.

[1]) Z. 1902, S. 1616, mit Abb.

Sachregister.


89088907241
b89088907241a


89088907241
B89088907241A